

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6820275号  
(P6820275)

(45) 発行日 令和3年1月27日 (2021.1.27)

(24) 登録日 令和3年1月6日 (2021.1.6)

|                             |                 |
|-----------------------------|-----------------|
| (51) Int. Cl.               | F I             |
| <b>FO2D 45/00 (2006.01)</b> | FO2D 45/00      |
| <b>FO2D 43/00 (2006.01)</b> | FO2D 45/00 370  |
| <b>GO5B 23/02 (2006.01)</b> | FO2D 45/00 368Z |
|                             | FO2D 45/00 362  |
|                             | FO2D 43/00 301J |
| 請求項の数 25 (全 53 頁) 最終頁に続く    |                 |

|                    |                               |           |                                       |
|--------------------|-------------------------------|-----------|---------------------------------------|
| (21) 出願番号          | 特願2017-555354 (P2017-555354)  | (73) 特許権者 | 513131176                             |
| (86) (22) 出願日      | 平成28年4月21日 (2016.4.21)        |           | アーファオエル・リスト・ゲーエムベーハー                  |
| (65) 公表番号          | 特表2018-513940 (P2018-513940A) |           | ー                                     |
| (43) 公表日           | 平成30年5月31日 (2018.5.31)        |           | オーストリア・A-8020・グラーツ・                   |
| (86) 国際出願番号        | PCT/EP2016/058908             |           | ハンスーリスト・ブラッツ・1                        |
| (87) 国際公開番号        | W02016/170063                 | (74) 代理人  | 100108453                             |
| (87) 国際公開日         | 平成28年10月27日 (2016.10.27)      |           | 弁理士 村山 靖彦                             |
| 審査請求日              | 平成31年4月19日 (2019.4.19)        | (74) 代理人  | 100110364                             |
| (31) 優先権主張番号       | 102015207252.5                |           | 弁理士 実広 信哉                             |
| (32) 優先日           | 平成27年4月21日 (2015.4.21)        | (72) 発明者  | ミヒャエル・コードン                            |
| (33) 優先権主張国・地域又は機関 | ドイツ (DE)                      |           | オーストリア・4400・ザンクト・ウル<br>リッヒ・ミッテルヴェーク・3 |
|                    |                               | 最終頁に続く    |                                       |

(54) 【発明の名称】 技術的装置をモデルに基づいて最適化するための方法、コンピュータプログラム、コンピュータ可読媒体、及び装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関を、モデルに基づいてキャリブレーションするための方法 (100) であって、

キャリブレーションされるべき内燃機関に関する、物理量を特徴付ける、少なくとも1つの第1のパラメータの検出ステップ (101) ；

前記キャリブレーションされるべき内燃機関に関する、少なくとも1つの第2のパラメータの、少なくとも1つの第1の物理的モデルを通じた第1の決定ステップ (103) であって、前記少なくとも1つの第1の物理的モデルは、少なくとも1つの既知の物理的相関を特徴付けており、前記少なくとも1つの第1のパラメータが、前記少なくとも1つの第1の物理的モデルの入力パラメータであるステップ (103) ；

少なくとも1つの第3のパラメータの、少なくとも1つの第1の経験的モデルを通じた第2の決定ステップ (104) であって、前記少なくとも1つの第1の経験的モデルは、複数の同じ種類の既知の内燃機関における測定に基づいており、前記少なくとも1つの第2のパラメータが、前記少なくとも1つの第1の経験的モデルの入力パラメータであり、前記少なくとも1つの第3のパラメータは、前記キャリブレーションされるべき内燃機関を特徴付けるため、及び/又は、前記少なくとも1つの第3のパラメータに基づいて、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の変更を行うために適しているステップ (104) ；及び、

前記少なくとも1つの第3のパラメータの出力ステップ (105) であって、少なくと

10

20

も 1 つの物理的モデル及び / 又は少なくとも 1 つの経験的モデルは、付加的に、機械固有の設定パラメータに依存しており、それによって、モデルそれぞれが、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に適応しており、設定パラメータは、少なくとも 1 つの物理的モデル及び / 又は少なくとも 1 つの経験的モデルのさらなる入力パラメータであり、前記入力パラメータは、少なくとも 1 つの係数と乗じられ、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に関して一定であるステップ ( 1 0 5 )、

を有している方法 ( 1 0 0 )。

【請求項 2】

前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータの、少なくとも前記第 2 の決定ステップが、専ら少なくとも 1 つの所定の時点において、又は、前記内燃機関の所定のクランクシャフト位置において行われる、請求項 1 に記載の方法 ( 1 0 0 )。

10

【請求項 3】

さらに、前記少なくとも 1 つの第 1 のパラメータを、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の出力可能性に関して規格化するステップ ( 1 0 2 )、及び / 又は、前記少なくとも 1 つの第 2 のパラメータを規格化するステップ、及び / 又は、前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータを規格化するステップを有している、請求項 1 に記載の方法 ( 1 0 0 )。

【請求項 4】

少なくとも 1 つの第 4 のパラメータの、第 2 の物理的モデル ( 1 0 6 a ) 及び / 又は第 2 の経験的モデル ( 1 0 6 b ) を通じた、前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータに基づく、及び / 又は、複数の第 1 のパラメータの内の少なくとも 1 つの第 1 のパラメータに基づく、及び / 又は、複数の第 2 のパラメータの内の少なくとも 1 つの第 2 のパラメータに基づく、第 3 の決定ステップであって、その際、前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータは、前記キャリブレーションされるべき内燃機関を特徴付けるために、及び / 又は、前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータに基づいて、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の変更を行うために適しているステップ；及び、

20

前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータの出力ステップ ( 1 0 7 )、

を有している、請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の方法 ( 1 0 0 )。

【請求項 5】

少なくとも 1 つのさらなるパラメータの、少なくとも 1 つのさらなる物理的モデル ( 1 0 8 a ) 及び / 又は少なくとも 1 つのさらなる経験的モデル ( 1 0 8 b ) を通じた、前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータに基づく、及び / 又は、前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータに基づく、及び / 又は、複数の第 1 のパラメータの内の少なくとも 1 つの第 1 のパラメータに基づく、及び / 又は、複数の第 2 のパラメータの内の少なくとも 1 つの第 2 のパラメータに基づく第 4 の決定ステップであって、その際、前記少なくとも 1 つのさらなるパラメータは、前記キャリブレーションされるべき内燃機関を特徴付けるために、及び / 又は、前記少なくとも 1 つのさらなるパラメータに基づいて、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の変更を行うために適しているステップ；及び、

30

前記少なくとも 1 つのさらなるパラメータの出力ステップ ( 1 0 9 )、

を有している、請求項 4 に記載の方法 ( 1 0 0 )。

40

【請求項 6】

前記第 4 のパラメータの前記第 3 の決定ステップ ( 1 0 6 a ; 1 0 6 b ) が、前記内燃機関の、前記第 3 のパラメータの前記第 2 の決定ステップ ( 1 0 4 ) とは異なる時点、又は、異なるクランクシャフト位置において実施される、請求項 4 に記載の方法 ( 1 0 0 )。

【請求項 7】

前記さらなるパラメータの前記第 4 の決定ステップ ( 1 0 6 a ; 1 0 6 b ) が、前記内燃機関の、前記第 3 のパラメータの前記第 2 の決定ステップ ( 1 0 4 ) とは異なる時点、又は、異なるクランクシャフト位置において実施される、請求項 5 に記載の方法 ( 1 0 0 )。

50

**【請求項 8】**

前記検出ステップ(101)、前記第1の決定ステップ(103)、前記第2の決定ステップ(104)が、前記キャリブレーションされるべき内燃機関での測定を行わずに実施される、請求項1から7のいずれか一項に記載の方法(100)。

**【請求項 9】**

内燃機関を、モデルに基づいてキャリブレーションするための方法であって、

キャリブレーションされるべき内燃機関のシステム全体は、少なくとも1つの既知の物理的相関を特徴付ける、少なくとも1つの第1の物理的モデルと、複数の同じ種類の既知の内燃機関における測定に基づく、少なくとも1つの経験的モデルと、を用いてシミュレーションされ、

10

少なくとも1つの物理的モデル及び/又は少なくとも1つの経験的モデルは、付加的に、機械固有の設定パラメータに依存しており、それによって、モデルそれぞれが、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に適応しており、設定パラメータは、少なくとも1つの物理的モデル及び/又は少なくとも1つの経験的モデルのさらなる入力パラメータであり、前記入力パラメータは、少なくとも1つの係数と乗じられ、少なくとも1つの機械固有の設定パラメータの値が、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の全ての動作点に関して同じであり、

前記方法の第1の段階では、少なくとも1つの測定点が、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の動作中に測定され、前記機械固有の設定パラメータが、測定値を、モデルを用いて算出された測定点の値と比較することによって、前記少なくとも1つの測定点に基づいて決定され、かつ、

20

前記方法の第2の段階では、測定はもはや行われず、前記キャリブレーションされるべき内燃機関のシステム全体は、前記少なくとも1つの物理的モデル及び前記少なくとも1つの経験的モデルを用いてシミュレーションされ、前記少なくとも1つの物理的モデルを用いて決定された第2のパラメータは、入力パラメータとして、前記少なくとも1つの経験的モデルに入力される方法。

**【請求項 10】**

物理量の特徴付ける、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に関する、少なくとも1つの第1のパラメータが、前記少なくとも1つの物理的モデルの入力パラメータであり、前記少なくとも1つの経験的モデルを用いて決定された第3のパラメータは、前記キャリブレーションされるべき内燃機関を特徴付けるため、及び/又は、前記第3のパラメータに基づいて、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の変更を行うために適しており、前記第3のパラメータが出力される、請求項9に記載の方法。

30

**【請求項 11】**

様々なモデルに関して、それぞれ異なる設定パラメータが用いられる、請求項1から8のいずれか一項に記載の方法(100)。

**【請求項 12】**

設定パラメータとして、圧縮設定パラメータ、点火遅れ設定パラメータ、燃焼時間/MFB50設定パラメータ、エンジン摩耗設定パラメータ、体積効率設定パラメータ、充填計算設定パラメータ、残留ガス含有量設定パラメータ、チャージサイクル損失設定パラメータ、及び、高圧出力設定パラメータが利用可能である、請求項9から11のいずれか一項に記載の方法(100)。

40

**【請求項 13】**

前記内燃機関は、

- a) ノズル、燃焼室、及び、スワール若しくはタンブル、並びに/又は、
- b) 弁特性及び吸気管形状、並びに/又は、
- c) 出力損失特性、

によって決定されている、請求項9から12のいずれか一項に記載の方法(100)。

**【請求項 14】**

前記機械固有の設定パラメータの値が、同じ種類の内燃機関の一群に関して同じである

50

、請求項 9 から 13 のいずれか一項に記載の方法 (100)。

【請求項 15】

前記キャリブレーションされるべき内燃機関の機械固有の設定パラメータに関する出力値が、複数の既知の内燃機関の設定パラメータの値に基づいて算定される、請求項 9 から 14 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 16】

前記キャリブレーションされるべき内燃機関の動作中における、少なくとも 1 つの測定点の測定ステップ (10A) ; 及び、

測定された値と、入力パラメータが同じ場合の第 1 のパラメータ及び / 又は前記第 2 のパラメータの算出された値との比較による、前記機械固有の設定パラメータの、前記少なくとも 1 つの測定点に基づく決定ステップ (10B) 、

をさらに有しており、

物理量の特徴付ける、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に関する、少なくとも 1 つの前記第 1 のパラメータが、前記少なくとも 1 つの物理的モデルの入力パラメータである、請求項 10 から 14 のいずれか一項に記載の方法 (100)。

【請求項 17】

少なくとも 1 つの第 2 のパラメータの検出ステップ (10A - a) ; 及び、

少なくとも 1 つの機械固有の設定パラメータの、検出された前記少なくとも 1 つの第 2 のパラメータに基づく少なくとも 1 つの検出された値と、少なくとも 1 つの第 3 のパラメータの、第 1 の経験的モデルを用いて決定された少なくとも 1 つの値との比較による決定ステップ (10B - a) ; 及び / 又は、

少なくとも 1 つの第 3 のパラメータの検出ステップ (10A - b) ; 及び、

少なくとも 1 つの機械固有の設定パラメータの、検出された前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータに基づく、少なくとも 1 つの検出された値と、少なくとも 1 つの第 3 のパラメータの、第 1 の経験的モデルを用いて決定された少なくとも 1 つの値との比較による決定ステップ (10B - b) ; 及び / 又は、

少なくとも 1 つの第 4 のパラメータの検出ステップ (10A - c) ; 及び、

少なくとも 1 つの設定パラメータの、検出された前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータに基づく、少なくとも 1 つの検出された値と、少なくとも 1 つの第 4 のパラメータの、第 2 の経験的モデルを用いて決定された少なくとも 1 つの値との比較による決定ステップ (10B - c) ; 及び / 又は、

少なくとも 1 つのさらなるパラメータの検出ステップ (10A - d) ; 及び、

少なくとも 1 つの設定パラメータの、検出された前記少なくとも 1 つのさらなるパラメータに基づく、少なくとも 1 つの検出された値と、少なくとも 1 つのさらなるパラメータの、さらなる経験的モデルを用いて決定された少なくとも 1 つの値との比較による決定ステップ (10B - d) ;

を、さらに有している、請求項 9 から 16 のいずれか一項に記載の方法 (100)。

【請求項 18】

前記キャリブレーションされるべき内燃機関の前記少なくとも 1 つの第 1 のパラメータの、前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータ、前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータ、及び / 又は、前記少なくとも 1 つのさらなるパラメータに基づく変更ステップをさらに有する、請求項 1 から 17 のいずれか一項に記載の方法 (100)。

【請求項 19】

前記少なくとも 1 つの第 3 のパラメータ、前記少なくとも 1 つの第 4 のパラメータ、及び / 又は、前記少なくとも 1 つのさらなるパラメータの、参照による評価を実施するステップ ; 及び、

前記参照による評価の出力ステップ、

をさらに有する、請求項 1 から 18 のいずれか一項に記載の方法 (100)。

【請求項 20】

前記少なくとも 1 つの第 1 のパラメータが、前記キャリブレーションされるべき内燃機

10

20

30

40

50

関に関する制御機器によって予め決定されるか、又は、設定される、請求項 1 から 19 のいずれか一項に記載の方法（100）。

【請求項 21】

前記少なくとも 1 つの第 1 のパラメータが、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の構造的特徴の変更によって影響を受け得る、請求項 1 から 20 のいずれか一項に記載の方法（100）。

【請求項 22】

前記少なくとも 1 つの経験的モデルは、その係数が、複数の同じ種類の既知の内燃機関における測定を用いて、曲線あてはめによって決定されている多項式モデルである、請求項 1 から 21 のいずれか一項に記載の方法（100）。

10

【請求項 23】

命令がコンピュータによって実行される場合において、前記コンピュータに、請求項 1 から 22 のいずれか一項に記載の方法を実行させる命令を含むコンピュータプログラム。

【請求項 24】

請求項 23 に記載のコンピュータプログラムが格納された、コンピュータ可読媒体。

【請求項 25】

内燃機関をモデルに基づいてキャリブレーションするための装置であって、

キャリブレーションされるべき内燃機関に関して、物理量の特徴付けるのに適した少なくとも 1 つの第 1 のパラメータを検出するための、少なくとも 1 つの測定装置と、

既知の物理的相関の少なくとも 1 つの第 1 の物理的モデルと、複数の同じ種類の既知の内燃機関における測定に基づく、少なくとも 1 つの第 1 の経験的モデルと、が格納されている記憶装置と、

20

第 1 のパラメータを、前記少なくとも 1 つの第 1 の物理的モデルに基づいて、第 2 のパラメータに割り当てるための第 1 の分類装置と、

第 3 のパラメータを、前記少なくとも 1 つの第 1 の経験的モデルに基づいて、少なくとも 1 つの第 2 のパラメータに割り当てるための第 2 の分類装置と、

少なくとも 1 つの第 3 のパラメータを出力するためのインターフェースと、を有しており、

前記第 3 のパラメータは、前記キャリブレーションされるべき内燃機関を特徴付けるため、及び／又は、前記第 3 のパラメータに基づいて、前記キャリブレーションされるべき内燃機関の変更を行うために適しており、少なくとも 1 つの物理的モデル及び／又は少なくとも 1 つの経験的モデルは、付加的に、機械固有の設定パラメータに依存しており、それによって、モデルそれぞれが、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に適応しており、設定パラメータは、少なくとも 1 つの物理的モデル及び／又は少なくとも 1 つの経験的モデルのさらなる入力パラメータであり、前記入力パラメータは、少なくとも 1 つの係数と乗じられ、前記キャリブレーションされるべき内燃機関に関して一定である装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、技術的装置、特に内燃機関をモデルに基づいて最適化するための方法及び装置に関する。

40

【背景技術】

【0002】

将来の立法と、燃料消費及びエミッションの間の利害対立領域とに対処するために、内燃機関は、その全ての構成要素と共に、システム全体として最適化されることが一般的である。

【0003】

その際、効率的なエンジン開発のためには、開発の非常に早い段階において、消費及びエミッションに関する過渡的なエンジン挙動の知識を得ることは非常に重要であり、これは、特に、シミュレーションツールを用いることによって可能になるものである。

50

## 【 0 0 0 4 】

制御変数の数が増加していること、及び、エミッション及び分析に対する法的な要求が厳しくなっていることによって、エンジンの開発及びキャリブレーションに要する費用は著しく増大している。しかしながら、同時に、製品サイクルの短縮を可能にするためには、開発時間を削減することが必要である。

## 【 0 0 0 5 】

エンジン開発において増大し続ける開発費用及びキャリブレーション費用を、妥当な額にするために、モデルに基づく開発手法が、キャリブレーションプロセスの重要な構成要素になった。このようなモデルに基づく開発手法を、エンジン開発プロセスにおいて効果的に用いるためには、当該手法は、内燃機関の過渡的事象をリアルタイムで算出できなければならない。

10

## 【 0 0 0 6 】

目標を設定した、モデルに基づくシステム全体の最適化は、非定常又は過渡的なエンジンモデルの運転を前提としている。このような方法で、より効率的でより高速のエンジンモデルを用いて、コンセプトを、安価かつ短時間で検査、評価し、必要に応じて最適化することが可能である。

## 【 0 0 0 7 】

先行技術からは、技術的装置をモデルに基づいて最適化するための、様々なアプローチが知られている。その際、特に内燃機関の開発又はキャリブレーションの際の最適化の分野では、以下の方法が用いられる。

20

## 【 0 0 0 8 】

特許文献 1 は、例えば内燃機関のような、複数の入力変数に依存するシステムの出力変数を、付帯条件を守りながら、自動的に最適化するための方法に関するものであり、出力変数及び付帯条件に関する理論値は、モデル関数を用いて、変数として入力変数を用いて決定され、その際、入力変数それぞれは、連続する個々のステップにおいて、変分空間内部で変更される。出力変数及び付帯条件に関する、入力変数それぞれに対応する値は、システムにおいて直接算出され、モデル関数が付帯条件を満たし、出力変数に関する最適値に達するまで、モデル関数を補正するために用いられる。

## 【 0 0 0 9 】

特許文献 2 は、内燃機関を最適化するため、特にエミッション及び消費を最適化するための方法に関するものであり、当該方法においては、補正関数を通じて、内燃機関の制御機器において、温度、負荷 - 回転数というパラメータによって与えられる各動作点において、少なくとも 1 つの二次的影響変数が、様々な負荷 - 回転数領域において、及び、様々な温度領域において、エミッション限界値が守られるように設定される。第 1 のステップでは、動作点及び二次的影響変数に関する実験計画が、制御機器機能及び内燃機関の、最適化されるべき変数に関する数学モデルを用いて作成され、試験台に送られる。第 2 のステップでは、試験台で測定されたデータから、最適化されるべき変数それぞれに関してモデルが作成される。第 3 のステップでは、この作成されたモデルに基づいて、二次的影響変数の最適値が、エミッション限界値を守りながら決定され、これらの値が、制御機器の補正関数の最初のデータ供給のために用いられる。

30

40

## 【 0 0 1 0 】

特許文献 3 は、エンジンの動的な状態変化を考慮し、ニューロンネットワークを用いて、内燃機関のキャリブレーションを最適化するための方法に関するものであり、キャリブレーションテストは、出発条件から開始し、キャリブレーションのために定義されたパラメータの変更が設定される。

## 【 0 0 1 1 】

特許文献 4 は、内燃機関及び内部での排ガス再循環を制御するための方法に関する。内部での排ガス再循環は、内燃機関の弁の可変的弁制御を通じて調整可能である。当該方法では、内燃機関の燃焼室における、ガスの全質量及び酸素含有量が決定される。さらに、内燃機関の所定の動作点に関して、燃焼室におけるガスの目標全質量と、目標酸素含有量

50

とが決定される。ガスの全質量、酸素含有量、ガスの目標全質量、及び、目標酸素含有量に応じて、内燃機関の制御要素が調整される。

【0012】

特許文献5は、制御装置に関するものであり、当該制御装置は、絞り弁の開口角度の予測値に基づいて、過給圧力の予測値を予測する。その際、過給された機械の物理的モデルが用いられる。制御装置は、補正量も算出する。そのために、過給圧力の測定値が、過給圧力センサによって検出され、過給圧力の推定値が、絞り弁の開口角度の測定値に基づいて算出されるが、その際、過給された機械の物理的モデルが用いられる。過給圧力の測定値と推定値との間の差が算出され、この差は、過給圧力の予測値に関する補正量として用いられる。過給圧力の補正された予測値と、絞り弁の開口角度の予測値とに基づいて、制御装置は、シリンダの吸入空気量の予測値を算出する。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0013】

【特許文献1】欧州特許出願公開第1150186号明細書

【特許文献2】国際公開第2013/131836号

【特許文献3】欧州特許出願公開第1703110号明細書

【特許文献4】独国特許出願公開第102011013481号明細書

【特許文献5】米国特許出願公開第2014/0326213号明細書

【発明の概要】

20

【発明が解決しようとする課題】

【0014】

本発明の課題は、技術的装置、特に内燃機関をモデルに基づいて最適化するための方法及び装置を供給することであり、当該方法は、装置のさらなる開発課題を、現実の試験台からバーチャルな試験台へと移すことを可能にする。その際、内燃機関に関しては、出力及びエミッションのキャリブレーションを、しかし、好ましくはまた、アプリケーションをも、非標準的な環境条件下でバーチャルな試験台において行うことがさらなる課題である。さらなる課題は、好ましくは、技術的装置のリアルタイムでのシステム全体のシミュレーションを可能にすることにある。

【課題を解決するための手段】

30

【0015】

本発明によると、本課題は、独立請求項に記載の方法及び装置によって解決される。有利な態様は、従属請求項において主張される。請求項の記載は、明確に関連付けることによって、明細書の内容となる。

【0016】

技術的装置、特に内燃機関を、モデルに基づいて最適化するため、特にキャリブレーションするための、本発明に係る方法は、好ましくは以下のステップを有している：最適化されるべき技術的装置に関する、物理量を特徴付けるのに適した、少なくとも1つの第1のパラメータの検出ステップ；最適化されるべき技術的装置に関する、少なくとも1つの第2のパラメータの、少なくとも1つの第1の物理的モデルを通じた第1の決定ステップであって、当該モデルは、少なくとも1つの既知の物理的相関を特徴付けるのに適しており、少なくとも1つの第1のパラメータが、当該物理的モデルの入力パラメータであるステップ；最適化されるべき技術的装置に関する、少なくとも1つの第3のパラメータの、少なくとも1つの第1の経験的モデルを通じた第2の決定ステップであって、当該モデルは、複数の同じ種類の既知の技術的装置、特に内燃機関における測定に基づいており、少なくとも1つの第2のパラメータが、当該モデルの入力パラメータであり、少なくとも1つの第3のパラメータは、最適化されるべき技術的装置を特徴付けるため、及び/又は、当該パラメータに基づいて、最適化されるべき技術的装置の変更を行うため、特にその制御を調整するため、に適しているステップ；及び、少なくとも1つの第3のパラメータの出力ステップ。

40

50

## 【 0 0 1 7 】

技術的装置、特に内燃機関を、モデルに基づいて最適化するため、特にキャリブレーションするための、本発明に係るさらなる方法では、最適化されるべき技術的装置のシステム全体は、少なくとも1つの既知の物理的相関を特徴付ける、少なくとも1つの第1の物理的モデルと、複数の同じ種類の既知の技術的装置、特に内燃機関における測定に基づく、少なくとも1つの経験的モデルと、を用いてシミュレーションされる。この少なくとも1つの物理的モデル及び/又は少なくとも1つの経験的モデルは、好ましくは付加的に、機械固有の設定パラメータに依存しており、それによって、当該モデルそれぞれが、最適化されるべき技術的装置に適応する。当該方法の第1の段階では、少なくとも1つの測定点が、最適化されるべき技術的装置の動作中に測定され、機械固有の設定パラメータが、測定値を、モデルを用いて算出された測定点の値と比較することによって、少なくとも1つの測定点に基づいて決定される。当該方法の第2の段階では、最適化されるべき技術的装置の動作中における測定はもはや行われず、最適化されるべき技術的装置のシステム全体は、少なくとも1つの物理的モデル及び少なくとも1つの経験的モデルを用いてシミュレーションされ、少なくとも1つの物理的モデルを用いて決定された第2のパラメータは、入力パラメータとして、少なくとも1つの経験的モデルに入力される。

10

## 【 0 0 1 8 】

技術的装置、特に内燃機関をモデルに基づいてキャリブレーションするための、本発明に係る装置は、好ましくは、キャリブレーションされるべき技術的装置に関して、物理量の特徴付けるのに適した、少なくとも1つの第1のパラメータを検出するための測定装置を有している。好ましくは、当該装置はさらに、記憶装置を有しており、当該記憶装置内には、既知の物理的相関の少なくとも1つの第1の物理的モデルと、複数の同じ種類の既知の技術的装置、特に内燃機関における測定に基づく、少なくとも1つの第1の経験的モデルと、が格納されている。さらに当該装置は、好ましくは、第1のパラメータを、少なくとも1つの第1の物理的モデルに基づいて第2のパラメータに割り当てるための第1の分類装置と、第3のパラメータを、少なくとも1つの第1の経験的モデルに基づいて、少なくとも1つの第2のパラメータに割り当てるための第2の分類装置と、を有している。当該装置は付加的に、好ましくは少なくとも1つの第3のパラメータを出力するためのインターフェースを有しており、この第3のパラメータは、キャリブレーションされるべき技術的装置を特徴付けるため、及び/又は、当該パラメータに基づいて、最適化されるべき技術的装置での変更を行うため、特にその制御を調整するため、に適している。

20

30

## 【 0 0 1 9 】

本発明において、検出とは、特に自動若しくは手動の入力によってパラメータ値を読み込むこと、及び/又は、パラメータの検出のために測定を実施することである。

## 【 0 0 2 0 】

本発明において、物理量とは、物理的対象、プロセス又は状態の、量的に決定可能な特性である。物理量は、好ましくは、数値(測定値)と度量衡単位との積として表される。ベクトルの大きさは、大きさの値及び方向によって表される。好ましくは、度量衡単位はSI基準に従って決定されている。

## 【 0 0 2 1 】

本発明において、決定とは、出力パラメータを、特に関数、関数表又はその他の分類規定に基づいて、入力パラメータに割り当てることである。

40

## 【 0 0 2 2 】

本発明に係る物理的モデルは、特に物理的な基本関数の上に構築された、既知の物理的相関を再現している。好ましくは、物理的モデルは、少なくとも、当該物理的モデルによって最適化されるべき技術的装置の種類に関して、しかしまた、特に、全ての技術的装置に関して、普遍的に有効である。その際、物理的モデルは、1つの物理公式から、又は、複数の物理公式若しくは物理的相関からも構成され得る。

## 【 0 0 2 3 】

本発明に係る経験的モデルは、複数の既知の技術的装置における測定値に基づいて、そ

50

の論理が構築される。その際、好ましくは曲線あてはめ、特に回帰モデルが用いられる。

【0024】

本発明において、複数は、少なくとも2つである。

【0025】

本発明において、出力とは、利用者に表示すること、又は、少なくとも1つの値を、本発明に係る方法のさらなるステップに供給することである。好ましくは、パラメータ値は、モデルに基づく最適化方法内での出力に際して、さらに用いられる。

【0026】

本発明において、種類とは、技術的装置を、技術的装置の群に分類することを意味する。種類としては、特に、エンジン、内燃機関、オットーエンジン、ディーゼルエンジン等、又は、技術的装置の技術的共通性に基づくその他のあらゆるグループ化が考えられる。

10

【0027】

本発明は、特に、モデルに基づく最適化の際に、各モデルを下位モデルとして互いに連結するというアプローチに基づいているので、例えば内燃機関の燃焼等の、技術的装置のリアルタイムの最適化が可能である。技術的装置の挙動を可能な限り正確に表現することを可能にするために、経験的モデルは、可能な範囲において、普遍的な物理的相関を再現する物理的モデルで代替される。その際、算出は、好ましくは、クランクシャフトの角度分解を用いずに行われる。すなわち、本発明によると、クランクシャフトの回転のサイクル全体にわたって、クランクシャフト角度の周期的な間隔における値が算出されるのではない。好ましくは、これとは対照的に、単に、特定のクランク角度位置における値が、特に燃焼重心(MFB50%)、噴射時期及び/又は点火時期において算出される。普遍的に有効な物理的下位モデルを複数用いることによって、経験的下位モデルの数を大幅に削減することができる。それによって、経験的下位モデルへの入力パラメータが、複数のエンジンが、1つかつ同一の入力パラメータ集合で表現され得るように、選択される。各経験的下位モデルの、最適化されるべき技術的装置それぞれへの適応は、設定パラメータを通じて行われ得る。

20

【0028】

その際、設定パラメータは、好ましくは付加的な入力パラメータとして、対応するモデルに入力される。特に好ましくは、機械固有の設定パラメータは、経験的モデルへの入力パラメータである。機械固有の設定パラメータは、入力パラメータとして、好ましくは多項式のモデル数式において、多項式のその他全ての項と同じく、係数を有している。モデルの設定パラメータは、好ましくは各技術的装置の動作領域にわたって一定であるが、技術的装置に応じて変化する。これに対して、モデルの係数は、好ましくは技術的装置の動作領域全体に関して、また、その他全ての技術的装置に関しても一定である。設定パラメータは、単純なオフセット値ではないので、各モデルの機能の状況だけではなく、そのモデルの質も変化し、特に残差に関する決定係数 $R^2$ は、大幅に改善し得る。

30

【0029】

本発明に係るパラメータが算出される、特定のクランク角度位置は、燃焼プロセスの順序で、因果的に連続して処理される。

【0030】

内燃機関においては、例えば、第1の噴射の噴射開始と、そこから帰結する後続の噴射への影響とから、放出されたエンジン出力、冷却水及び排ガスへの熱流、並びに、窒素酸化物エミッションが算出される。

40

【0031】

さらに、本発明によると、内燃機関に関して、燃焼している間にシリンダ内で直接には作用しないが、例えばエンジンの摩擦等、現実での使用に関して非常に重要であるような下位モデルを作成することも可能である。本発明によると、内燃機関に関して、燃焼をクランクシャフト角度に応じて分解せずに、シリンダ壁面を通じた出力損失が算出され得る。シリンダ壁面を通じた出力損失の認識は、エンジン出力及び排ガスエンタルピーを準物理的に算出するための基本的な前提である。その際、内燃機関に関しては、以下のパラメ

50

ータが、少なくとも1つのモデルによって算出され得る：燃焼の特性（開始、重心及びピーク圧力、熱流、エンジン出力、ガス温度、窒素酸化物エミッション又はススエミッション）。

【0032】

本発明によると、経験的モデルのために、複数の既知の技術的装置において、好ましくは複数回の測定が行われ、測定データを基に、特に回帰分析を用いて、経験的モデル、特に多項式モデルが作成される。その際、より多くの、最適化されるべき技術的装置の種類の、既知の技術的装置が、経験的モデルの作成に用いられるほど、経験的モデルの質は向上する。

【0033】

特に、モデルに基づいて最適化するための本発明に係る方法と、対応する装置とは、測定データが存在しない場合に、質的にも量的にも適切なステートメントを供給することができる。

【0034】

シミュレーションのために、特に高いモデルの質が望まれる場合、経験的下位モデルの設定パラメータの値を、比較的少ない動作点の測定、又は、唯一の動作点の測定を用いて、正確に決定することができる。当該設定パラメータは、これから後、最適化されるべき技術的装置の動作領域全体にわたって一定である。当該設定パラメータは、例えば試験台における標準条件での測定を通じて決定され得る。今後は、試験台における技術的装置のキャリブレーションは、標準条件において、試験台で継続され得るが、これに対して、その他の条件においては、キャリブレーションはモデルを用いて行われる。

【0035】

本発明に係る方法の有利な態様では、少なくとも1つの第3のパラメータの、少なくとも第2の決定が、専ら少なくとも1つの所定の時点において、特に技術的装置のクランクシャフト位置において、特に噴射時期、吸気弁の閉鎖、点火時期及び/又は燃焼重心（MFB50%）において行われる。本発明に係る方法、又は、当該方法を実施するために行われる算出が、クランクシャフトのサイクル全体にわたっては行われないこと、すなわち、クランクシャフトの角度分解を用いては行われないことによって、本発明では、大きな情報損失を生じずに、本発明に係る装置の計算時間と、必要な計算作業とを大幅に減少させることができる。

【0036】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法はさらに、少なくとも1つの第1のパラメータ及び/又は少なくとも1つの第2のパラメータ及び/又は少なくとも1つの第3のパラメータを、好ましくは最適化されるべき技術的装置の出力可能性に関して、特に内燃機関の行程容積に関して、規格化するステップを有している。規格化によって、特に、本発明に係る方法を用いて、技術的装置に限定されない普遍的な相関を表現することが可能である。その際、内燃機関の場合、パラメータは、好ましくは個別に行程容積のリットルに関連付けられる。その上に構築されて、必要な限りにおいて、以下の個別の測定量が使用可能である：

- 燃料量（mg / 燃焼サイクル / L）
- 燃料エネルギー（W / L）
- シリンダへのエンタルピー流、及び、シリンダからのエンタルピー流（W / L）
- 壁面熱流（W / L）
- 高圧カーブ及び低圧カーブにおける図示出力（W / L）

【0037】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法はさらに、少なくとも1つの第4のパラメータの、第2の物理的モデル及び/又は第2の経験的モデルを通じた、少なくとも1つの第3のパラメータに基づく、及び/又は、複数の第1のパラメータの内の少なくとも1つの第1のパラメータに基づく、及び/又は、複数の第2のパラメータの内の少なくとも1つの第2のパラメータに基づく、第3の決定ステップを有している。好ましく

は、その際、少なくとも1つの第4のパラメータは、最適化されるべき装置を特徴付けるために、及び/又は、当該パラメータに基づいて、最適化されるべき技術的装置の変更を行うため、特に最適化されるべき装置の制御を調整するために適している。さらに好ましくは、この第4のパラメータは、さらなるステップにおいて出力される。

【0038】

本発明に係る、モデルに基づいて最適化するための方法を用いて、技術的装置の機能がカスケード式に処理される。その際、出力パラメータが、下位モデルから、体系的に入力パラメータとして、さらなる下位モデルに入力される。その際、経験的下位モデルへの入力は、可能な限り、既知の物理的相関を通じて、物理的モデルを用いて算出されるべきである。本発明に係る、モデルに基づいて最適化するための方法のカスケード構造を継続するために、本発明に係る方法のさらなる有利な態様は、少なくとも1つのさらなるパラメータの、少なくとも1つのさらなる物理的モデル及び/又は少なくとも1つのさらなる経験的モデルを通じた、少なくとも1つの第3のパラメータに基づく、及び/又は、少なくとも1つの第4のパラメータに基づく、及び/又は、複数の第1のパラメータの内の少なくとも1つに基づく、及び/又は、複数の第2のパラメータの内の少なくとも1つに基づく第4の決定ステップを有しており、その際、少なくとも1つのさらなるパラメータは、最適化されるべき装置を特徴付けるために、及び/又は、当該パラメータに基づいて、最適化されるべき技術的装置の制御を調整するために適している。好ましくは、本発明に係る方法は、さらに、少なくとも1つのさらなるパラメータの出力ステップを有している。

【0039】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、技術装置の、第3のパラメータの第2の決定とは異なる時点において、第4のパラメータの第3の決定、及び/又は、さらなるパラメータの第4の決定が実施される。このような方法で、物理的モデル又は経験的モデルそれぞれにとって重要な時点が、技術的装置の機能の順序において連続して処理され得る。その際、先行して算出された下位モデルから生じた情報は、後続の下位モデルに直接流入する。

【0040】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、最適化されるべき装置において測定を行わずに、検出、第1の決定、第2の決定、及び、必要に応じて第3の決定及び第4の決定が実施される。本発明に係る方法は、必要に応じて最初に行われる1以上のモデルの適合の後に、試験台の車両において、又は、実際に走行する車両において、さらなる測定を全く行わずに、最適化を実施することが可能であるという特別な利点を有している。特に、非標準的な環境条件下で実施しなければならない試験は、ここでは、シミュレーションによって、容易に処理され得る。

【0041】

技術的装置、特に内燃機関をモデルに基づいて最適化するための、本発明に係るさらなる方法では、最適化されるべき技術的装置のシステム全体は、少なくとも1つの既知の物理的相関を特徴付ける、少なくとも1つの物理的モデルと、複数の同じ種類の既知の技術的装置、特に内燃機関における測定に基づく、少なくとも1つの経験的モデルと、を用いてシミュレーションされる。好ましくは、この少なくとも1つの物理的モデル及び/又は少なくとも1つの経験的モデルは、それぞれ付加的に、機械固有の設定パラメータに依存しており、それによって、当該モデルそれぞれが、最適化されるべき技術的装置に適應する。特に好ましくは、少なくとも1つの経験的モデルのみが、機械固有の設定パラメータに依存する。さらに好ましくは、当該方法の第1の段階において、少なくとも1つの測定点が、最適化されるべき技術的装置の動作中に測定され、機械固有の設定パラメータが、測定値を、モデルを用いて算出された値と比較することによって、少なくとも1つの測定点に基づいて決定される。さらに好ましくは、当該方法の第2の段階では、測定はもはや行われず、最適化されるべき技術的装置のシステム全体は、少なくとも1つの物理的モデル及び少なくとも1つの経験的モデルを用いてシミュレーションされる。その際、好ましくは、少なくとも1つの物理的モデルを用いて決定された第2のパラメータは、入力パラ

メータとして、少なくとも1つの経験的モデルに入力される。さらに好ましくは、機械固有の設定パラメータが、さらなる入力パラメータとして、少なくとも1つの物理的モデルに入力される。

【0042】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、使用された物理的モデルの内の少なくとも1つ、及び/又は、使用された経験的モデルの内の少なくとも1つは、付加的に、機械固有の設定パラメータに依存しており、それによって、モデルそれぞれは、最適化されるべき技術的装置に適應する。好ましくは、様々なモデルに関して、それぞれ異なる設定パラメータが用いられる。設定パラメータそれぞれは、下位モデルを技術的装置それぞれに適應させるために、当該下位モデルにおいて用いられる。

10

【0043】

内燃機関の場合、好ましくは、ノズル、スワール及び燃焼室から成る燃焼システムの各設定パラメータは、全ての動作点に関して同じである。その際、設定パラメータは、各動作点に関して個別に設定されるのではなく、それぞれハードウェア構成に関して設定される。好ましくは、設定パラメータは、さらなるパラメータに依存する関数でもあり得る。さらに好ましくは、物理学に基づいた効果は、設定パラメータの基礎をなしているが、その複雑性ゆえに、モデル内で考慮されるのは困難である。これは、内燃機関の場合、例えば燃焼している間の噴射流とピストンリセスとの間における相互作用である。

【0044】

好ましくは、本発明に係る設定パラメータは、モデル構造に直接組み込まれているので、それによって、その影響が全てのモデル入力において同じ値になるとは限らないような、直接又は間接の効果を正しく表現することが可能である。

20

【0045】

本発明に係る経験的下位モデルと、その大部分が物理学的に算出される入力変数とによって、内燃機関の場合、新しいエンジンにおける燃焼を、モデル係数の適應を行わずに、単に所定の時点におけるシリンダ前後の状態、幾何学的データ、燃料特性、エンジン制御機器からの噴射パラメータを予め設定することによって、及び、設定パラメータの適應によって、算出することが可能である。その際、設定パラメータは、パラメータ化の負担とモデルの正確性との間のまずまずの妥協であり、ディーゼルエンジン又はオットーエンジンにおいて、特に、圧縮、点火遅れ、燃焼速度、及び、出力損失、特に摩擦損失をエンジン固有に適應させるために用いられる。このような方法で、同じ下位モデルを用いて、好ましくは経験的モデルの作成に関与しなかった内燃機関（しかし同じ種類の）において、燃焼プロセスを算出することが可能である。その際、経験的下位モデルに関する設定パラメータは、全てのエンジンが1つかつ同一のパラメータ集合で表現され得るように選択される。設定パラメータを、経験的下位モデルへの付加的なモデル入力として用いることは、設定パラメータとモデル入力パラメータとの間に相互作用が生じることが可能であり、従って、設定パラメータが、一定のオフセット又はファクタとはならないという利点を有する。

30

【0046】

さらなる有利な態様では、設定パラメータとして、ポリトロブ指数モデルに関する圧縮設定パラメータ、若しくは、ポリトロブ指数設定パラメータ、点火遅れモデルに関する点火遅れ設定パラメータ、燃焼重心モデル(MFB50%)に関する燃焼重心設定パラメータ、摩擦損失モデルに関するエンジン摩擦設定パラメータ、残留ガス含有量モデルに関する残留ガス設定パラメータ、新鮮空気質量モデルに関する充填計算設定パラメータ、図示高圧出力モデルに関する高圧出力設定パラメータ、及び/又は、チャージサイクル損失モデルに関するチャージサイクル損失設定パラメータが利用可能である。ディーゼルエンジンを最適化するためには、好ましくは、圧縮設定パラメータ、点火遅れ設定パラメータ、燃焼重心設定パラメータ、及び、エンジン摩擦設定パラメータが用いられる。オットーエンジンに関しては、好ましくは、点火遅れ設定パラメータ、燃焼重心設定パラメータ、エンジン摩擦設定パラメータ、充填計算設定パラメータ、残留ガス含有量設定パラメータ

40

50

タ、チャージサイクル損失設定パラメータ、及び、高圧出力設定パラメータが用いられる。

【0047】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも1つの機械固有の設定パラメータの値が、最適化されるべき技術的装置、特に内燃機関の全ての動作点に関して同じであり、内燃機関は、好ましくは、以下の群の内の少なくとも1つによって決定されている：ノズル、燃焼室、及び、チャージ運動、特にスワール又はタンブル；弁特性及び入口形状；出力損失特性。ディーゼルエンジンの場合、例えば、ノズル、スワール及び燃焼室から成る燃焼システムに関する設定パラメータがそれぞれ、動作点全体について、好ましくは同じである。従って、設定パラメータは、あらゆる動作点に関して個別に設定する必要はなく、エンジンのハードウェア構成に関してのみ設定すればよい。測定値の存在しない新しいエンジンの算出に関する基礎値としては、例えばモデルの作成に際して発見された設定パラメータの平均値を用いることができる。

10

【0048】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、機械固有の設定パラメータは、各モデルに関するさらなる入力パラメータであり、当該入力パラメータは、最適化されるべき技術的装置の動作領域全体にわたって一定である。すでに述べたように、機械固有の設定パラメータの設定は、最適化されるべき技術的装置に依存して行われる。1つのみの装置をシミュレーションする場合、設定パラメータは、好ましくは一定である。従って、本発明に係る方法は、モデル全体又は各下位モデルの、個別の技術的装置への、特に容易かつ一度で実施されるべき適応を可能にする。

20

【0049】

従って、本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、最適化されるべき技術的装置の機械固有の設定パラメータに関する出力値として、複数の既知の技術的装置の設定パラメータの値に基づいて、特に平均値が算定される。

【0050】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法はさらに、以下のステップを有している：最適化されるべき技術的装置の動作中に、少なくとも1つの測定点を測定するステップ；測定された値を、入力パラメータが同じ場合の、第1のパラメータ又は第2のパラメータの算出された値と比較することによって、機械固有の設定パラメータを、少なくとも1つの測定点に基づいて決定するステップ。

30

【0051】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法はさらに、少なくとも1つの第2のパラメータを検出し、少なくとも1つの機械固有の設定パラメータを、少なくとも1つの検出された第2のパラメータに基づいて、特に少なくとも1つの検出された値を、少なくとも1つの第3のパラメータの、第1の経験的モデルを用いて決定された少なくとも1つの値と比較することによって決定するステップを有している。

【0052】

さらに好ましくは、少なくとも1つの第3のパラメータも検出され、当該パラメータに基づいて、少なくとも1つの機械固有の設定パラメータが、特に少なくとも1つの検出された値を、少なくとも1つの第3のパラメータの、第1の経験的モデルを用いて決定された少なくとも1つの値と比較することによって決定される。

40

【0053】

さらに好ましくは、少なくとも1つの第4のパラメータも検出され、少なくとも1つの設定パラメータは、この検出された少なくとも1つの第4のパラメータに基づいて、特に少なくとも1つの検出された値を、少なくとも1つの第4のパラメータの、第2の経験的モデルを用いて決定された少なくとも1つの値と比較することによって決定される。

【0054】

さらに好ましくは、少なくとも1つのさらなるパラメータが検出され、少なくとも1つの設定パラメータは、この検出された少なくとも1つのパラメータに基づいて、特に少な

50

くとも1つの検出された値を、少なくとも1つのさらなるパラメータの、さらなる経験的モデルを用いて発見された値と比較することによって決定される。

【0055】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法はさらに、最適化されるべき技術的装置の少なくとも1つの第1のパラメータを、少なくとも1つの第3のパラメータ、少なくとも1つの第4のパラメータ、及び/又は、少なくとも1つのさらなるパラメータに基づいて変更するステップを有している。

【0056】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法は、最適化されるべき技術的装置の少なくとも1つの第1のパラメータを、少なくとも1つの第3のパラメータ、少なくとも1つの第4のパラメータ、及び/又は、少なくとも1つのさらなるパラメータに基づいて変更するステップを有している。各パラメータ又は各パラメータの価値曲線の、モデルに基づいて最適化するための本発明に係る方法を用いて決定された値は、技術的装置の機能を最適化するために、どのように技術的装置自体又はその制御を変更しなければならないかについて、帰納的推理を可能にする。

【0057】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、当該方法はさらに、少なくとも1つの第3のパラメータ、少なくとも1つの第4のパラメータ、及び/又は、少なくとも1つのさらなるパラメータを、参照によって評価するステップを有している。それによって、技術的装置の本発明に係る方法に従う構成の評価は、様々な基準を用いて実施され得る。好ましくは、当該評価は出力もされる。

【0058】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも1つの第1のパラメータが、最適化されるべき技術的装置のための制御機器によって、予め決定されるか、又は、設定される。それによって、技術的装置のための制御機器に格納された1以上の制御機能が検査され得る。その際、本発明に係る方法のレスポンスは、技術的装置のシミュレーションされた反応に対応する。

【0059】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも1つの第1のパラメータは、最適化されるべき技術的装置の構造的特徴の変更によって影響を受ける可能性がある。

【0060】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも1つの経験的モデルは、その係数が、複数の同じ種類の既知の技術的装置、特に内燃機関における測定を用いて、曲線あてはめによって決定されている多項式モデルであり、設定パラメータは、経験的モデルの入力パラメータであり、当該入力パラメータは、少なくとも1つの係数と乗じられ、最適化されるべき装置に関して一定である。

【0061】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、第1のパラメータとして、以下の群から少なくとも1つが選択される：

- ・幾何学的データ、特にボア、ストローク、連接棒の長さ、圧縮比、シリンダの数、噴射孔の数、噴射ノズル流量、及び/又は、シリンダ表面/シリンダ容積の比、クランクの半径、シリンダの行程容積、シリンダの圧縮容積、ノズル穴の有効流れ断面、ノズル穴の直径、バルブリフト曲線、チャージ運動弁；

- ・動作点に関するデータ、特に主噴射の噴射開始、回転数、主噴射の量、前噴射の量、後噴射の量、後噴射の噴射開始、噴射開始の際のシリンダ圧力、吸気マニホールド内の圧力、噴射開始の際のピストン行程、噴射開始の際の行程容積、噴射開始の際のシリンダ容積、噴射開始の際の温度、冷却剤温度、オイル温度、点火時期；

- ・空気流路関係データ、特に過給圧力、過給空気温度、排気マニホールド内の圧力、タービン下流の圧力、吸気弁及び排気弁の開放及び閉鎖時期、EGR率、体積効率、空気中の絶対湿度酸素濃度、吸気マニホールド内の圧力及び温度、排気マニホールド内の温度、吸気弁

10

20

30

40

50

及び排気弁の最大バルブリフト；

・燃料系統に関するデータ、特に噴射開始の油圧に係る遅れ、噴射終了の油圧に係る遅れ、燃料密度、主噴射の長さ、噴射の開始、好ましくは主噴射のフロー供給開始、噴射の終了、噴射圧力、前噴射のフロー供給開始、及び／又は、後噴射のフロー供給開始、吸気マニホールドの温度、タンク換気における燃料の割合；

・燃焼に関するデータ、特に低位発熱量、ラムダ値、50%まで燃焼した混合物（MFB 50%）のクランク角度におけるシリンダ表面、体積固有の燃料出力、体積固有の燃料量、後噴射の体積固有の燃料出力。

#### 【0062】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、第2のパラメータ及び／又は第4のパラメータとして、以下の物理的モデルに基づいて算定された群から少なくとも1つが選択される：

・燃料質量流量であって、特に測定時間内に消費された体積及び既知の燃料密度から算出され得る燃料質量流量であり、シリンダ内の燃料質量流量を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- 燃料密度；
- 前噴射の量；
- 主噴射の量；
- 後噴射の量；

・シリンダ内のガス組成、特にシリンダ内の酸素濃度であり、シリンダ内のガス組成を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- ラムダ；
- EGR率又はシリンダ内の残留ガス含有量；
- 空気湿度；

・質量に関連する熱量であり、質量に関連する熱量を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- 燃料質量流量；
- 残留ガスを含む、シリンダの全質量流量；
- 低位発熱量；

・ピストン運動、特に平均ピストン速度、噴射開始の際のピストン速度、噴射開始の際のシリンダ容積、及び／又は、噴射開始の際の圧縮比、特に噴射開始の際の有効圧縮比、吸気弁閉鎖の際のシリンダ容積、点火時期におけるシリンダ容積、吸気弁閉鎖の際のピストン速度、点火時期におけるピストン速度であり、ピストン運動を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- 回転数；
- ストローク；
- クランク半径；
- 連接棒の長さ；
- 噴射開始の際のクランクシャフト角度；
- ポリトロープ指数；
- 噴射開始の際のシリンダ圧力；
- 吸気管内の圧力；
- シリンダの行程容積；
- シリンダの圧縮容積；
- 噴射開始の際のピストン行程；
- ボア；
- 噴射開始の際の行程容積；

10

20

30

40

50

- 点火時期におけるピストン行程；
- 点火時期における行程容積；
- 吸気弁閉鎖の際のピストン行程；
- 吸気弁閉鎖の際の行程容積；
- ・ 噴射開始の際のシリンダ内における熱力学的状態であり、噴射開始の際のシリンダ内における熱力学的状態を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 噴射開始の際のシリンダ圧力；
  - 噴射開始の際の温度；
  - シリンダ内の全質量；
  - 理想気体定数；
- ・ 吸気弁閉鎖の際のシリンダ内における熱力学的状態であり、吸気弁閉鎖の際のシリンダ内における熱力学的状態を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 吸気弁閉鎖の際のシリンダ内の圧力；
  - 吸気弁閉鎖の際のシリンダ内の混合気温度；
  - シリンダ内の空気質量（新鮮空気及び残留ガス）；
  - シリンダ内の燃料質量；
  - シリンダ内の空気／燃料混合気の気体定数；
- ・ 点火時期におけるシリンダ内の熱力学的状態であり、点火時期におけるシリンダ内の熱力学的状態を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 点火時期におけるシリンダ内の圧力；
  - 点火時期におけるシリンダ内の混合気温度；
  - シリンダ内の空気質量（新鮮空気及び残留ガス）；
  - シリンダ内の燃料質量；
  - 空気／燃料混合気の気体定数；
- ・ ノズルからの排出速度及びノズル又は液滴直径であり、ノズルからの排出速度を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 噴射開始の際のシリンダ圧力；
  - 噴射圧力；
  - 燃料密度；
  - 特に製造者の申告による、噴射ノズルの流量
  - ノズル穴の数；
  - ノズル穴の有効流れ断面
  - ノズル穴の直径；
- 燃料の特性、特に燃料の表面張力、及びノズル又は、燃料の動粘度；
  - 噴射開始の際のチャージ密度；
  - 噴射開始の際のシリンダ圧力；
  - 平均液滴直径；
- ・ 液滴直径であり、液滴直径を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 噴射圧力；
  - ノズル穴の有効流れ断面；
  - ノズル穴の直径；
- ・ 燃焼開始であり、燃焼開始を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 噴射開始又は点火時期；
  - 点火遅れ；

・シリンダから排出される際の排ガス温度であり、シリンダから排出される際の排ガス温度を決定するための物理的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- シリンダ壁面を通じた出力損失；
- 図示平均圧力；
- 燃料の化学的に結合したエネルギー
- 吸気エンタルピー。

#### 【0063】

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、第3のパラメータ、第4のパラメータ、及び／又は、さらなるパラメータとして、以下の経験的モデルに基づいて算定された群から少なくとも1つが選択される：

10

・吸気弁閉鎖の際のシリンダ内の圧力であり、吸気弁閉鎖の際のシリンダ内の圧力を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- 吸気弁閉鎖時点；
- 吸気管内の圧力及び温度；
- 吸気弁閉鎖の際のピストン速度；
- 吸気弁閉鎖時点におけるシリンダ内の燃料量；
- チャージサイクル上死点前後の吸気弁閉鎖の識別基準；

・ポリトロプ指数、特に噴射開始の際の温度及び圧力であり、ポリトロプ指数を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

20

- 回転数；
- 吸気弁閉鎖の際のシリンダ内の混合気温度；
- 基本ポリトロプ指数；
- 噴射開始；
- 吸気マニホールド温度；
- 質量に関連する熱量；
- 点火時点におけるシリンダ容積；
- ラムダ値；
- ポリトロプ指数設定パラメータ；

30

・点火遅れであり、点火遅れを決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- 回転数；
- 噴射開始の際、又は、点火時期におけるシリンダ内の気体温度及び／又は圧力；
- 吸気弁リフト；
- チャージ運動弁の位置；
- 液滴直径；
- 酸素濃度；
- 噴射開始の際のピストン速度
- 点火遅れ設定パラメータ；
- シリンダ内の残留ガス含有量；
- 平均ピストン速度；
- ラムダ値；
- 点火時期；
- シリンダ内の燃料量に関する燃料量当量；

40

・燃焼重心であり、燃焼重心を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：

- 回転数；
- シリンダ内の残留ガス含有量；

50

- 吸気弁リフト；
- 噴射時間；
- 点火遅れ；
- 噴射ノズルからの排出速度；
- 燃焼室内の酸素濃度；
- 点火時期；
- ラムダ；
- 平均ピストン速度；
- チャージ運動弁の位置；
- ・ シリンダ壁面を通じた出力損失であり、シリンダ壁面を通じた出力損失を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 主噴射の体積固有の燃料出力；
  - 燃焼室の表面 - 容積比；
  - ピストン速度；
  - シリンダ内の残留ガス含有量；
  - 1 / ラムダ；
  - 燃焼重心、及び / 又は、燃焼重心におけるシリンダ表面；
  - E G R 率；
  - 燃焼開始；
  - 噴射開始の際の温度；
  - 後噴射の体積固有の燃料出力；
  - 後噴射の噴射開始；
  - エンジン高負荷及びエンジン低負荷に関する出力損失計算の識別基準；
  - 点火時期におけるシリンダ内の圧力；
  - 点火時期におけるシリンダ内の混合気温度；
- ・ 高圧カーブの図示平均圧力であり、高圧カーブの図示平均圧力を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 体積固有の燃料出力；
  - 体積固有の壁面熱流；
  - 燃焼開始；
  - 燃焼重心、特に燃焼重心までの燃焼時間；
  - 後噴射の体積固有の燃料出力；
  - 後噴射の噴射開始；
  - エンジン高負荷及びエンジン低負荷に関する図示出力の計算の識別基準；
  - 設定パラメータ；
  - ラムダ値；
  - ピストン速度；
- ・ シリンダピーク圧力であり、シリンダピーク圧力を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - 主噴射の噴射開始の際における圧力；
  - 燃焼開始；
  - 燃焼が完了するまでの時間；
  - 特に燃料質量流量からの固有燃料質量；
- ・ 摩擦損失であり、摩擦損失を決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - シリンダピーク圧力；
  - 平均ピストン速度；
  - 冷却剤温度；

10

20

30

40

50

- オイル温度；
  - エンジン摩擦設定パラメータ；
  - 高圧出力；
  - ・チャージサイクル損失
    - 吸気管内の圧力；
    - 排気マニホールド内の圧力；
    - ボア；
    - 吸入された新鮮空気の量；
    - 吸気弁リフト；
    - 設定パラメータ；
- 10
- ・窒素酸化物エミッションであり、窒素酸化物エミッションを決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
- 燃焼開始の際における酸素濃度（ガス組成から）；
  - 主噴射の燃焼開始；
  - M F B 5 0 %；
  - 設定パラメータ；
  - 掃気パラメータ；
  - 燃焼開始から燃焼重心までの燃焼時間；
  - 回転数；
  - 1 / ラムダ；
  - 主噴射の噴射開始の際の温度；
  - 平均ピストン速度；
  - 点火時点におけるシリンダ内の混合気温度；
  - ラムダ当量；
  - シリンダ内の新鮮空気の量；
  - シリンダ内の残留ガス含有量；
  - 燃焼時間パラメータ；
- 20
- ・炭化水素エミッションであり、炭化水素エミッションを決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
- 平均ピストン速度；
  - シリンダ内の新鮮空気の量；
  - ラムダ当量；
  - 開始から M F B 5 0 % までの燃焼時間；
  - 図示平均圧力；
  - シリンダ壁面温度；
  - シリンダ内の残留ガス含有量；
  - 掃気パラメータ；
  - 燃焼時間パラメータ；
- 30
- ・一酸化炭素エミッションであり、一酸化炭素エミッションを決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
- ラムダ当量；
  - 平均ピストン速度；
  - シリンダ内の新鮮空気の量；
  - 再吸入された排ガスの温度；
  - 第1の噴射及びさらなる噴射の噴射開始及び持続時間；
  - シリンダ内の残留ガス含有量；
  - 燃焼時間パラメータ；
- 40
- 50

- 掃気パラメータ；
- ・ススエミッションであり、ススエミッションを決定するための経験的モデルに関する入力パラメータとしては、以下の群から少なくとも1つのパラメータが選択される：
  - ラムダ；
  - EGR率；
  - 噴射圧力。

**【0064】**

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも1つの第1の、少なくとも1つの第2の、及び/又は、少なくとも1つの第3の経験的モデルが、複数の既知の技術的装置の測定から、最小二乗法を用いて決定される。

10

**【0065】**

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも4つの異なる経験的モデル、好ましくは少なくとも6つの異なる経験的モデル、特に好ましくは8つの異なる経験的モデル、最も好ましくは11つの異なる経験的モデルが、キャリブレーションで用いられる。

**【0066】**

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、少なくとも4つの異なる経験的モデルのそれぞれに、入力パラメータとして、機械固有の設定パラメータがそれぞれ入力される。

**【0067】**

本発明に係る方法のさらなる有利な態様では、経験的モデルは、ポリトロプ指数、点火遅れ、燃焼重心及び摩擦損失を決定する。

20

**【0068】**

本発明に係る方法及びその有利な態様に関して記載された特徴及び利点は、本発明に係るさらなる方法及び本発明に係る装置にも対応して有効であり、その逆もあり得る。

**【0069】**

本発明に係るさらなる方法の有利な態様では、最適化されるべき技術的装置に関する、物理量を特徴付ける少なくとも1つの第1のパラメータ、少なくとも1つの物理的モデルの入力パラメータ、及び、少なくとも1つの経験的モデルを用いて決定された、最適化されるべき技術的装置を特徴付けるため、及び/又は、当該パラメータに基づいて、最適化されるべき技術的装置の変更を行うため、特に最適化されるべき技術的装置の制御を調整するため、に適した第3のパラメータが出力される。上述した本発明の態様、及び、当該態様に属する、本発明に係る方法をさらに発展させるために記載される特徴は、本発明に係る装置の態様にも対応して有効である。

30

**【0070】**

本発明のさらなる特徴、利点、及び、適用可能性は、図面に関連した以下の説明から明らかになる。これらの図面では、少なくとも部分的に概略的な描写が存在している。

**【図面の簡単な説明】****【0071】**

【図1】技術的装置をモデルに基づいて最適化するための本発明に係る方法の実施形態のブロック図である。

40

【図2】ディーゼルエンジンを最適化する際の、物理的モデルに関する情報の流れを示すためのブロック図である。

【図3】ディーゼルエンジンに関する、本発明に係る方法の実施形態における経験的モデルに関して、情報の流れを示す図である。

【図4】ディーゼルエンジンに関する、本発明に係る方法の実施形態の経験的モデルの間における情報の流れを示す図である。

【図5】オートエンジンに関する、本発明に係る方法の実施形態の経験的モデルの間における情報の流れを示す図である。

【図6】本発明に係る方法の基礎を構成するモデルの作成に関するフローチャートである。

50

【図 7】エンジンの動作領域を示す図である。

【図 8】経験的モデルに関するパリティ図である。

【図 9】図 8 に係るパリティ図の描写を変えた図である。

【図 10】3つのエンジンの動作領域を示す図である。

【図 11】3つのエンジンに基づく経験的モデルに関するパリティ図である。

【図 12】経験的モデルにおいて設定パラメータが考慮されている、図 11 に係るパリティ図である。

【図 13】点火遅れの経験的モデルへの各入力パラメータに関する相互作用を示す図である。

【図 14】パリティ図であり、経験的モデルが、各エンジンに関して異なるオフセットを 10  
定めていることを示す図である。

【図 15】内燃機関の全体のシミュレーションに関する各経験的モデルの作成に際する進行を時系列に示した図である。

【図 16】内燃機関の動作を特徴付けるパラメータ、実際に内燃機関において測定された値、及び、本発明の実施形態を用いて算出された値を示す複数の図である。

【図 17】図 16 のパラメータの内のいくつかに関して、測定された値と、本発明に基づいて算出された値とを比較した図である。

【発明を実施するための形態】

【0072】

以下に、技術的装置として内燃機関を用いて、特にディーゼルエンジンを用いて、本発明を説明する。しかしながら本発明は、測定された物理量、物理的モデル、及び、経験的モデルへの区分を許容する機能性を有する、その他の技術的装置の最適化にも、基本的に転用可能である。 20

【0073】

図 1 のブロック図を用いて、モデルに基づいて最適化するための本発明に係る方法の進行について説明する。

【0074】

このモデルに基づく最適化の際は、一方では、少なくとも 1 つの既知の物理的相関を特徴付ける物理的モデルが、他方では、曲線あてはめ、特に回帰分析を用いて、同じ種類の、複数の既知の技術的装置に基づいて作成された経験的モデルが用いられる。 30

【0075】

当該方法は、2つの段階に分割される。第 1 の段階（段階 1）では、内燃機関の種類に関して普遍的に有効な依存関係を再現する経験的モデルが、最適化されるべき内燃機関それぞれに適応させられる。そのために、可能な限り少ない数の測定点が、最適化されるべき内燃機関の動作中に、例えば試験台で測定される（10A）。

【0076】

付加的に、1以上の経験的モデルに、試験台の内燃機関と同じ入力パラメータ値が与えられる。すなわち、同じ測定点に関してシミュレーションが行われる。出力パラメータの測定値、すなわち入力パラメータの設定の結果として生じる内燃機関の動作パラメータは、測定点に関して適応させられるべき 1 以上の経験的モデルを用いて決定された値と比較 40  
される。1以上の経験的モデルの設定パラメータは、最終的には、出力パラメータの測定値と可能な限り大きく一致するように選択される（10B）。そのために、特に、回帰分析等の曲線あてはめの手法、又は、最小二乗法を用いることができる。

【0077】

第 2 の段階は、さらに 3 つの機能部分 A、B、C に区分され得る。

【0078】

部分 A では、物理量が検出され、特に入力又は測定され、本発明に基づいて用いられるモデル又は下位モデルへの入力パラメータとして用いられる。

【0079】

部分 B には、本発明に係る方法において用いられる物理的モデルが統合されており、当 50

該物理的モデルは、一方では物理量を入力パラメータとして受容し、他方では、物理的モデルを用いて算定された出力パラメータを、部分Cの経験的モデルに入力パラメータとして転送する。

【0080】

部分Cにおける経験的モデルは、入力パラメータとして、任意で、直接検出された量であり、物理的モデルを経たものではない物理量も有している。部分Cにおける経験的モデルの出力パラメータは、再び、部分Bの物理的モデル又は部分Cのさらなる経験的モデルに関する入力パラメータとして使用され得る。このような方法で、内燃機関の燃焼プロセスは、カスケード式に構成され、特に本発明に基づいて用いられる経験的下位モデルの順序は、燃焼の経過に従う。

10

【0081】

可能な限り広範囲な有効性を有するために、可能な限り大部分の、先行技術において経験的モデルに含まれた物理的相関が、物理的モデルに取り込まれる。それによって、経験的モデル内の入力パラメータの数を減少させることができる。このような方法で、既存の技術的装置において、幾何学的境界条件を変更し、それによって引き起こされる変化を検出することが容易になる。

【0082】

当該方法のステップは、好ましくは、各ステップの順序を通じて請求項に記載された順序に従っており、図1にも示されている。しかしまた、当該ステップは、機能的依存関係の描出が可能な限りにおいて、別の順序で進行しても良い。

20

【0083】

最適化されるべき内燃機関では、内燃機関を特徴付けるために、好ましくは物理量が検出される(101)。

【0084】

その際、物理量は、技術的装置及び/又はその種類を極めて一般的に特徴付けるものであり、概ね2つのカテゴリに区分され得る：

【0085】

当該物理量は、一方では、例えば絞り弁の位置のように、最適化されるべき技術的装置の制御機器によって予め決定されるか、又は、設定される物理量であり得る。

【0086】

代替的に、又は、付加的に、当該物理量は、最適化されるべき技術的装置の構造的特徴であり、構造データとして知られているか、又は、測定され得る。その例として挙げられるのは、ノズル形状、燃焼室及びチャージ運動、特にスワール又はタンブル、弁特性、吸気管形状、及び/又は、出力損失特性である。

30

【0087】

好ましくは、検出された物理量を用いて、内燃機関の機能に関して、詳細なステートメントが作成される。その際、このように検出された第1のパラメータは、好ましくは、部分Bの物理的モデル及び/又は部分Cの経験的モデルに、必要な入力パラメータが供給されるように選択される。

【0088】

検出された物理量は、さらなるステップにおいて、好ましくは、物理量を、同じ種類の内燃機関に関して、しかしまた、例えば異なる出力段階の内燃機関に関して、比較可能にするために規格化される(102)。次のステップでは、検出された物理量の内の少なくとも1つが、物理的下位モデルを算出するために用いられる(103)。物理的モデルから導出される1以上の出力パラメータは、再び、次のステップにおいて、経験的下位モデルを算出するために用いられる(104)。好ましくは、ステップ104で算出された経験的下位モデルに入力パラメータを供給するために、複数の物理的モデルを用いることも可能である。さらに、好ましくは、検出された物理量が、経験的下位モデルの算出(104)に直接流入することもあり得る。

40

【0089】

50

さらなるステップでは、算出された経験的モデルの1以上の出力パラメータが、部分Bの物理的モデル又は部分Cの経験的モデルに供給される(105)。好ましくは、これらのさらなる下位モデルは、燃焼プロセスの順序において、時間的に、ステップ104において算出された経験的下位モデルの後に存在する相関を示している。1以上の出力パラメータが、ステップ104から物理的モデルに供給される場合、当該出力パラメータを用いて、さらなるステップ106aにおいて、好ましくはさらなる出力パラメータが算出され、当該出力パラメータは再び、第3の物理的モデル又は第2の経験的モデルに出力される(107a)。

#### 【0090】

さらなるステップでは、好ましくは、第2の経験的モデルが算出され(106b)、第1の経験的モデルからの出力パラメータ、第2の物理的モデルからの出力パラメータ、及び/又は、さらなる物理量が、好ましくは入力パラメータとして用いられる。第2の経験的モデルによって出力された出力パラメータは、第3の物理的モデル及び/又は第3の経験的モデルに関する入力パラメータとして用いられるので、好ましくは、当該モデルに出力される(107b)。好ましくは、第3の物理的モデルにおいて、好ましくは第2の物理的モデルによって出力された出力パラメータ、第2の経験的モデルによって出力された出力パラメータ、及び/又は、さらなる検出された物理量を用いて、さらなる出力パラメータが算出される(108a)。第3の物理的モデルの出力値は、第3の経験的モデルに供給され、第3の経験的モデルは、当該パラメータ、第2の経験的モデルの出力パラメータ、及び/又は、さらなる物理量を用いて算出され(108b)、好ましくは出力される(109b)。

#### 【0091】

すでに図1に関連して記載された、検出された物理量、物理的モデル及び経験的モデルからの情報を組み合わせるための、カスケード式の方法は、図1に示されているように、好ましくは任意で、しばしば繰り返すことが可能である。

#### 【0092】

好ましくは、出力されたパラメータそれぞれが、利用者に提示されるか、又は、基準値との比較によって、最適化されるべき内燃機関の評価に用いられる。最終的に、得られたパラメータ値は、内燃機関の構成を変更することによって、最適化のために用いられる(110、111)。

#### 【0093】

図2は、物理的モデルの複数の物理量に対する依存関係(図2の中央)と、ディーゼルエンジンに関する相互の依存関係とを、純粋に例示している。ここに図示された実施例においては、好ましくは、ポリトロプ指数が、経験的モデルから、シリンダ内の熱力学的状態に、物理的モデルとして入力される。経験的モデルを用いて算出された第2のパラメータとして、さらに、点火遅れが、燃焼開始に関する物理的モデルに入力される。

#### 【0094】

図3は、ディーゼルエンジンにおける経験的モデル(図3の中央)の、物理的モデルに対する依存関係を左に、物理量に対する依存関係を右に例示している。物理的モデルを用いて算出されたパラメータの他に、好ましくは、それぞれ少数の物理量も、経験的モデルに直接入力される。

#### 【0095】

好ましくは、ピストン運動が、入力パラメータとして、点火遅れ及び摩擦損失の算出に入力される。燃料質量流量は、好ましくは入力パラメータとして、シリンダピーク圧力の算出に入力される。質量に関連する熱量は、好ましくは入力パラメータとして、ポリトロプ指数の算出に入力される。液滴直径は、好ましくは入力パラメータとして、点火遅れ及びノズルにおける排出速度の算出に入力される。ノズルにおける排出速度は、好ましくは入力パラメータとして、燃焼重心の算出に入力される。噴射開始の際のシリンダ内における熱力学的状態は、好ましくは入力パラメータとして、シリンダ壁面を通じた出力損失、点火遅れ、シリンダピーク圧力及び窒素酸化物エミッションの算出に入力される。ガス

組成は、好ましくは入力パラメータとして、窒素酸化物エミッションの算出に入力される。ポリトロプ指数の算出には、さらなる入力パラメータとして、好ましくは圧縮設定パラメータが入力される。点火遅れの算出には、さらなる入力パラメータとして、好ましくは点火遅れ設定パラメータが入力される。燃焼重心の算出には、さらなる入力パラメータとして、好ましくは燃焼速度設定パラメータが入力される。摩擦損失の算出には、さらなる入力パラメータとして、好ましくはエンジン摩擦設定パラメータが入力される。

【0096】

図4は、ディーゼルエンジンに関する、各経験的下位モデル相互間のカスケード式の依存関係を示している。図4からは、ディーゼルエンジンの最適化に特に適していることが明らかになっている本発明の好ましい実施例が、5段階の最適化カスケードを有することが見て取れる。燃焼開始は、それ自体が本来の意味での経験的モデルではないが、点火遅れが、さらなる4つの下位モデルに間接的に影響を及ぼすことを示している。シリンダ内の熱力学的状態も、経験的モデルに基づいては算出されないが、同様に、ポリトロプ指数が4つのさらなる下位モデルに与える間接的な影響を示している。

【0097】

ポリトロプ指数は、熱力学的状態に関して、入力パラメータとして、好ましくは点火遅れ及びシリンダピーク圧力の算出に入力される。点火遅れは、好ましくは、燃焼重心の算出に入力され、燃焼開始に関しては、入力パラメータとして、シリンダ壁面を通じた出力損失、図示平均圧力、シリンダピーク圧力及び窒素酸化物エミッションの算出に入力される。シリンダ壁面を通じた出力損失は、入力パラメータとして、好ましくは図示平均圧力の算出に入力される。燃焼重心は、入力パラメータとして、好ましくはシリンダピーク圧力及び窒素酸化物エミッションの算出に入力される。シリンダピーク圧力は、入力パラメータとして、好ましくは摩擦損失の算出に入力される。

【0098】

図5は、本発明に係る経験的モデルのカスケード構成の実施形態を例示しており、当該実施形態は、オットーエンジンの最適化にとって特に有利であることが明らかになっている。ここでは、カスケード構成は、好ましくは6つのレベルを有している。

【0099】

ポリトロプ指数は、入力パラメータとして、好ましくは点火遅れ及びシリンダ壁面を通じた出力損失の算出に入力される。点火遅れは、好ましくは燃焼重心、シリンダ壁面を通じた出力損失、一酸化炭素エミッション、図示平均圧力、及び、炭化水素エミッションの算出に入力される。残留ガス含有量は、入力パラメータとして、好ましくはシリンダ壁面を通じた出力損失、点火遅れ、燃焼重心、窒素酸化物エミッション、一酸化炭素エミッション、及び、炭化水素エミッションの算出に入力される。IVCの際のシリンダ圧力は、入力パラメータとして、好ましくはシリンダ内の新鮮空気質量及び点火遅れの算出に入力される。燃焼重心は、好ましくは、低負荷及び高負荷の場合のシリンダ壁面を通じた出力損失、低負荷及び高負荷の場合の図示平均圧力、炭化水素エミッション、一酸化炭素エミッション、及び、窒素酸化物エミッションの算出に入力される。高負荷の場合のシリンダ壁面を通じた出力損失は、入力パラメータとして、好ましくは高負荷の場合の図示平均圧力の算出に入力される。低負荷の場合の図示平均圧力は、入力パラメータとして、好ましくは炭化水素エミッション及び摩擦損失の算出に入力される。高負荷の場合の図示平均圧力は、入力パラメータとして、好ましくは炭化水素エミッション及び摩擦損失の算出に入力される。

【実施例1】

【0100】

ディーゼルエンジンの最適化の実施例

方法への入力パラメータ

ディーゼルエンジンを最適化するために、本発明に係る方法が用いられる場合、(第1の)入力パラメータとして用いられる物理量は、好ましくは5つのカテゴリに区分される。それらは、内燃機関に関する幾何学的データ、内燃機関の各動作点を決定するための

、動作点に関連するデータ、空気流路に関連するデータ、すなわち空気の誘導と周囲空気の状態とを特徴付けるデータである。さらなるカテゴリは、好ましくは特に噴射を決定する、燃料系統に関連するデータ、及び、当該内燃機関における燃焼の制御を決定する、燃焼に関連するデータである。

【 0 1 0 1 】

物理的モデル

ディーゼルエンジンの最適化の際、用いられる物理的相関は、好ましくは概ね9つの物理的モデルに区分され、これらの物理的モデルは、燃料質量流量、シリンダ内のガス組成、質量に関連する熱量、ピストン運動、シリンダ内の熱力学的状態、ノズルからの排出速度、液滴直径、燃焼開始、及び、排ガス温度を示している。

10

【 0 1 0 2 】

以下に、これらの物理的モデルのいくつかを算出するための実施例の、少なくとも基本的特質に関して記載する。

【 0 1 0 3 】

シリンダ内のガス組成

シリンダ内の正確なガス組成、特に酸素濃度を知ることは、例えばチャージの窒素酸化物エミッションの算出に関して、重要な影響変数である。

【 0 1 0 4 】

モデルにおいて、空気湿度の影響も近似的に考慮するために、酸素濃度は好ましくは、EGR率及び過剰空気の関数としてだけでなく、空気湿度に関しても示される。

20

【 0 1 0 5 】

酸素濃度は、好ましくはラムダ、EGR率及び空気湿度の関数として、以下のように算出され、その先において、様々なモデルに関する入力変数として用いられる：

【 0 1 0 6 】

【数1】

$$X_{O_2} = f(\lambda, AGR, x)$$

ここで、

$$X_{O_2} \left[ \frac{m^3}{m^3} \right]$$

酸素の体積分率

$$\lambda [-]$$

過剰空気

$$AGR [\%]$$

EGR率

$$x [-]$$

空気湿度

30

40

【 0 1 0 7 】

質量に関連する熱量

質量に関連する熱量は、特に、使用された燃料の、全シリンダ質量に関連して化学的に結合されたエネルギーを表している。当該パラメータは、ポリトロプ指数に関して経験的モデルを作成する際に、近似的に、先行するサイクルの燃焼の間に支配的である温度レベルに関する代替パラメータとして用いられる。同じ燃料量の場合、チャージ質量が大きくなるほど、温度レベルは低くなる。質量に関連する熱量は、以下の方程式で算出される：

【 0 1 0 8 】

【数 2】

$$\dot{q} = \frac{H_u \cdot \dot{m}_{KS}}{\dot{m}_{ges}} \quad \text{方程式(I)}$$

ここで、

$$\dot{m}_{KS} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad \text{燃料質量流量} \quad 10$$

$$\dot{m}_{ges} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad \text{残留ガスを含む、全シリンダ質量流量} \quad ;$$

$$H_u \left[ \frac{J}{kg} \right] \quad \text{低位発熱量}$$

$$\dot{q} \left[ \frac{W}{kg} \right] \quad \text{質量に関連する放出された熱量} \quad 20$$

【0109】

ピストン運動

ピストン運動の物理的モデルは、概ね3つの下位モデルから構成されており、これらの下位モデルは、平均ピストン速度、噴射開始の際のピストン速度、及び、噴射開始の際のシリンダ容積内の圧縮比を示している。

【0110】

平均ピストン速度は、好ましくはエンジン摩擦を算出するためのモデルに関する入力変数であり、以下のように算出される： 30

【0111】

【数 3】

$$v_m = \frac{n \cdot s}{30000}$$

ここで、

$$n [1/\text{min}] \quad \text{回転数} \quad 40$$

$$s [mm] \quad \text{ストローク}$$

$$v_m \left[ \frac{m}{s} \right] \quad \text{平均ピストン速度}$$

【0112】

ピストン速度は同様に、少なくとも1つの経験的モデルへの入力パラメータである。ピストン速度は、以下の式で算出される： 50

【 0 1 1 3 】

【 数 4 】

$$v_{KEB} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \cdot \left( \sin \varphi_{EB} + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_{EB} \right)$$

ここで、

 $r[m]$  クランク半径

 $l[m]$  連接棒の長さ

 $v_{KEB} \left[ \frac{m}{s} \right]$  噴射開始の際のピストン速度

 $\varphi_{EB} [^{\circ}KW]$  噴射開始の際のクランク角度

10

【 0 1 1 4 】

シリンダ内の熱力学的状態

20

特にシリンダ内の熱力学的状態を決定するために必要である有効圧縮比は、以下の式で算出される：

【 0 1 1 5 】

【 数 5 】

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

又は

$$V_c = \frac{V_h}{(\varepsilon - 1)}$$

30

ここで、

 $V_h[m^3]$  シリンダの行程容積

 $V_c[m^3]$  シリンダの圧縮容積

 $\varepsilon[-]$  圧縮比

40

【 0 1 1 6 】

圧縮容積が知られている場合、主噴射開始の際のシリンダ容積と有効圧縮比とを算出することが可能である。シリンダ容積は、理想気体と仮定して、理想気体方程式を用いて、噴射開始の際の温度を算出するために必要である：

【 0 1 1 7 】

【数 6】

$$s_{kEB} = r \times \left[ 1 + \frac{l}{r} - \cos \varphi_{EB} - \sqrt{\left( \frac{l}{r} \right)^2 - \sin^2 \varphi_{EB}} \right]$$

$$s_{kEB} [m]$$

噴射開始の際のピストン行程

10

$$V_{hEB} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s_{kEB}$$

ここで、

$$V_{hEB} [m^3]$$

噴射開始の際の行程容積

20

$$d [m]$$

ボア

$$V_{TotalEB} = V_{hEB} + V_c$$

$$V_{TotalEB} [m^3]$$

噴射開始の際のシリンダ容積

30

【0118】

ここから、噴射開始の際の有効圧縮比が以下のように生じる：

【0119】

【数 7】

$$\varepsilon_{EB} = \frac{V_h + V_c}{V_{hEB} + V_c}$$

$$\varepsilon_{EB} [-]$$

噴射開始の際の有効圧縮比

40

【0120】

以下において、噴射開始の際の状態として示される、シリンダ内の熱力学的状態は、圧力及び温度によって決定される。噴射開始の際の容積が知られている場合は、シリンダ内の質量は、測定された空気質量と測定されたEGR率とを通じて、掃気を行わず、一定の残留ガス含有量を有し、理想的なチャージサイクルが行われているものと仮定して算出され得る。気体方程式を変形し、理想気体を仮定することによって、噴射開始の際の温度に関して、以下のような関係式が得られる：

【0121】

50

【数 8】

$$T_{Zyl\_EB} = \frac{p_{Zyl\_EB} * V_{TotalEB}}{m * R}$$

ここで、

$$p_{Zyl\_EB} [Pa] \quad \text{噴射開始の際の圧力}$$

$$T_{Zyl\_EB} [K] \quad \text{噴射開始の際の温度}$$

10

$$m [kg] \quad \text{シリンダ内の全質量}$$

$$R \left[ \frac{J}{kgK} \right] \quad \text{理想気体定数}$$

【0 1 2 2】

噴射孔の数が異なる噴射ノズルの異なる流量が、各内燃機関に与える影響を正確に再現するために、固有の物理量が用いられる。噴射流の特性は、燃料のノズルからの排出速度、及び、液滴直径によって表現される。これらは好ましくは、シリンダ内の圧力、噴射圧力、及び、穴の直径に依存して、以下の式に従って算出される。その際、ノズルからの燃料の排出速度は、近似的に損失無く、ベルヌーイに従って、非圧縮性の定常流に関して算出される：

20

【0 1 2 3】

【数 9】

$$v_{Aus} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Rail} - p_{Zyl\_EB})}{\rho_{KS}}}$$

30

ここで、

$$p_{Zyl\_EB} [Pa] \quad \text{噴射開始の際のシリンダ圧力}$$

$$p_{Rail} [Pa] \quad \text{燃料噴射圧力}$$

$$\rho_{KS} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad \text{燃料密度}$$

40

$$v_{Aus} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad \text{排出速度}$$

【0 1 2 4】

液滴直径

液滴直径の算出には、有効ノズル穴面積を用いて算出される、ノズル穴直径が必要である。ノズル穴に関する典型的な流量係数の値は、好ましくは仮定を用いて決定され、ノズル

50

ル穴面積及びノズル穴直径は、好ましくは以下のように算出される。

【 0 1 2 5 】

【 数 1 0 】

$$A_{eff\_DL} = \frac{\dot{V} \cdot \rho_{KS}}{n_{DL} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{KS} \cdot (p_{Rail} - p_{Zyl\_EB})}}$$

ここで、

$A_{eff\_DL}$  ノズル穴面積

10

$$\dot{V} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

製造者の申告による、ノズルの流量

$$n_{DL} [-]$$

ノズル穴の数

以上から、

20

$$A_{DL} = \frac{\dot{V} \cdot \rho_{KS}}{\alpha_{DL} \cdot n_{DL} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{KS} \cdot (p_{Rail} - p_{Zyl\_EB})}}$$

ここで、

$$A_{DL} [m^2]$$

有効流れ断面又はノズル穴直径

$$\alpha_{DL}$$

流量係数

30

以上から、

$$d_{DL} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{DL}}$$

$$d_{DL} [m]$$

ノズル穴直径

40

【 0 1 2 6 】

液滴直径は、最終的に、以下のように算出される：

【 0 1 2 7 】

【数 1 1】

$$d_T = \frac{12.392 \cdot d_{DL}^{0.44} \cdot \rho_{KS}^{0.42} \cdot (\sigma_{KS} \cdot v_{KS})^{0.28}}{(p_{Rail} - p_{Zyl\_EB})^{0.42} \cdot \rho_L^{0.28}}$$

$d_T$  液滴直径

$d_{DL}[m]$  ノズル穴直径

$$\rho_{KS} \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

燃料密度

$$\sigma_{KS} \left[ \frac{kg}{s^2} \right]$$

燃料の表面張力

$$v_{KS} \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$

燃料の動粘度

$$\rho_L \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

噴射開始の際のチャージ密度

$$p_{Zyl\_EB}[kPa]$$

噴射開始の際のシリンダ圧力

$$p_{Rail}[kPa]$$

燃料噴射圧力

$$d_T[m]$$

平均液滴直径

【0 1 2 8】

経験的モデル：

本発明に係る方法でディーゼルエンジンを最適化する場合、図 1 の部分 C の経験的下位モデルから構成されるカスケードは、好ましくは、図 4 に示されたように、11つの異なる経験的モデルと、5つのカスケード段とを含んでいる。元々の燃焼プロセスに属していない摩擦損失を除外して考える場合、燃焼プロセスは、基本的に、4つのみのカスケード段における6つの経験的下位モデルによって、完全に描写され得る。

【0 1 2 9】

以下に、入力パラメータが入力される、これらの経験的モデルの内のいくつかに関して言及する。その際、入力パラメータは、主に3つの群に区分され得る。直接経験的モデルに入力される物理量と、物理的モデルを用いて算出されるパラメータと、別の経験的モデルを用いて算出されるパラメータと、必要に応じて機械固有の設定パラメータと、である。これらは、好ましくは挿入される。なぜなら、因数又は定数を通じてのみ行われるモデル出力の補正は、多くの場合、合理的ではないからである。設定パラメータの基礎を成しているのは、好ましくは物理学に基づいた効果であるが、当該効果を考慮することは、その複雑性ゆえに難しい。その一例としては、燃焼している間の、噴射流とピストンリセスとの間の相互作用が挙げられる。

【0 1 3 0】

物理的モデルの作成例に関して、以下に、図 6 を用いて説明する。

【 0 1 3 1 】

経験的モデルを作成する際には、まず、経験的モデルへの入力の数少なく保つために、可能な限り多くの入力パラメータを、物理的モデルによって算出することが試みられる。それによって、最適化するための方法の普遍的な有効性が増大する。なぜなら、他の内燃機関での実験に基づく経験的下位モデルを、可能な限り制限することができるからである。さらに、経験的モデルへの全ての入力パラメータは、好ましくは、全ての調査されるべき内燃機関が、1つかつ同一のパラメータで描写され得るように選択される。

【 0 1 3 2 】

第 1 のステップでは、好ましくは同じ燃焼方法と、類似のエンジン形状とを有する、1 セットの様々なすでにキャリブレーションされたエンジン（ディーゼルエンジン及びオットーエンジンに関しては異なるセット）の測定データが、試験台における実験で記録される。

10

【 0 1 3 3 】

1 セットのディーゼルエンジンは、例えば、0.5 L / シリンダから 2.5 L / シリンダまでの行程容積を有する、9 つの異なるエンジンを含み得る。経験的モデルの作成に適した測定点の数は、約 1 万であり、好ましくは回転数及びトルクによって定義される測定点それぞれは、複数の測定されるべき測定量を有している。

【 0 1 3 4 】

第 2 のステップでは、最適化に必要なモデル出力が定義されるが、当該モデル出力は、例えば窒素酸化物エミッション、出力、排ガス温度等の物理的モデルによっては、すでに算出不可能である。

20

【 0 1 3 5 】

これらのモデル出力のそれぞれに関して、経験的モデルが、好ましくは回帰分析を用いて、例えば多項式のモデル数式に基づいて作成される。その際、好ましくは 2 次多項式モデルが用いられる。当該回帰モデルの係数は、好ましくは、最小二乗法によって形成される。当該モデルは、基本的に以下の構造を有している：

【 0 1 3 6 】

【 数 1 2 】

$$y = x_1 \cdot u_{1,trans}^2 + x_2 \cdot u_{2,trans}^2 + \dots + x_{1,2} \cdot u_{1,trans} \cdot u_{2,trans} + \dots + c \quad (I)$$

30

【 0 1 3 7 】

その際、モデル入力、以下の方程式に従って変換される（スチューデント変換）。

【 0 1 3 8 】

【数 1 3】

$$u_{i,trans} = \frac{Var_i - \overline{Var_i}}{\sigma_{Var}}$$

ここで、

$u_{i,trans}$  変換されたモデル入力

$Var_i$  モデル入力

$\overline{Var_i}$  当該モデル入力の全測定値の平均値

$\sigma_{Var}$  当該モデル入力の測定値の標準偏差

10

【0 1 3 9】

モデル入力の変換によって、全てのモデル係数が同じ指標を有するので、係数の値は、モデル出力への影響に関する情報を提供する。係数が大きくなるほど、影響も大きくなる。これは、好ましくは、重要なモデル入力を決定するために用いられ得る。

20

【0 1 4 0】

係数  $\times_1$ 、 $\times_2$ 、 $\times_{1,2}$  は、考慮されたセットの全てのエンジンが、同じ係数でモデル化され得るように決定される。

【0 1 4 1】

様々なエンジンの挙動を、同じ係数  $\times_1$ 、 $\times_2$ 、 $\times_{1,2}$  で算出することを可能にするために、モデル入力  $u_1$ 、 $u_2$  が比較可能にされる。特に、そのために、モデル入力が、エンジンから独立した量に物理的に換算されることによって規格化される。規格化因子としては、例えば各エンジンの行程容積の大きさがそれぞれ検討対象となる。

【0 1 4 2】

以下に、体積固有の図示高圧出力を算出するための、好ましくは経験的なモデルを示す。まず、モデル入力の変換され、その後で、体積固有の高圧出力が算出される。変数 A から K は、変換されたモデル係数である。

30

【0 1 4 3】

体積固有の燃料出力（変換後）＝（体積固有の燃料出力 - 47.6）/ 24.3

主噴射の燃焼開始 H E（変換後）＝（主噴射の燃焼開始 H E - （- 1.6））/ 5.1

燃焼が完了するまでの時間（変換後）＝（燃焼が完了するまでの時間 - 17.7）/ 5.0

体積固有の壁面熱流（変換後）＝（体積固有の壁面熱流 - 8.1）/ 4.1

【0 1 4 4】

体積固有の図示高圧出力＝

体積固有の燃料出力（変換後）<sup>2</sup> × A +

主噴射の燃焼開始 H E（変換後）<sup>2</sup> × B +

燃焼が完了するまでの時間（変換後）<sup>2</sup> × C +

体積固有の燃料出力（変換後）× 主噴射の燃焼開始 H E（変換後）× D +

体積固有の燃料出力（変換後）× 体積固有の壁面熱流（変換後）× E +

主噴射の燃焼開始 H E（変換後）× 燃焼が完了するまでの時間（変換後）× F +

主噴射の燃焼開始 H E（変換後）× 体積固有の壁面熱流（変換後）× G +

燃焼が完了するまでの時間（変換後）× 体積固有の壁面熱流（変換後）× H +

体積固有の燃料出力（変換後）× I +

40

50

主噴射の燃焼開始 H E (変換後) × J +  
 燃焼が完了するまでの時間 (変換後) × K +  
 体積固有の壁面熱流 (変換後) × L +  
 定数

## 【0145】

発見された経験的モデルの質は、さらなるステップにおいて、特に決定係数を算出することによって、好ましくは統計学的に評価される。十分なモデルの質が生じている場合、以下に説明するように、モデルの妥当性が再度検査される。

## 【0146】

十分なモデルの質が生じていない場合、モデルの質が、さらなるモデル入力として、エンジン固有の設定パラメータ E P を導入することによって、満足できるレベルにまで改善され得るかが検査される。

10

## 【0147】

改善可能である場合、経験的モデルに、設定パラメータ E P が付加される。

## 【0148】

モデルの質、又は、決定係数が、エンジン固有の設定パラメータ E P によっては、大きく改善し得ない場合には、モデル入力の選択、及び / 又は、モデル数式の数学的定式化を検査しなければならない。その際、好ましくは、経験的モデルの作成に関して、付加的及び / 又は別のモデル入力が用いられる。

## 【0149】

20

付加的なモデル入力として、設定パラメータ E P を定義することによって、使用される経験的モデルの内のいくつかを、エンジン固有に適応させることができる。その際、設定パラメータ E P を用いて、エンジン固有の特性が考慮され得る。これらの特性は、例えば、噴射流とピストンリセスとの間のエンジン固有の相互作用、又は、ノズル穴形状に応じた噴射流挙動といった物理的効果によって生じる。

## 【0150】

経験的多項式モデルは、例えば以下の式を有している：

## 【0151】

## 【数14】

$$y = x_1 \cdot u_{1,trans}^2 + x_2 \cdot u_{2,trans}^2 + x_{1,2} \cdot u_{1,trans} \cdot u_{2,trans} + \dots + x_3 \cdot EP + c \quad (II)$$

30

## 【0152】

設定パラメータを、多項式への付加的なモデル入力として用いることには、設定パラメータとモデル入力パラメータとの間で相互作用が生じ得るので、設定パラメータが、純粋なオフセット又はファクタではないという大きな利点がある。当該相互作用は、本発明に係る最適化方法に関して、モデルが新しいエンジンに容易に同調することを可能にする。

## 【0153】

当該モデルの数学的な複雑性は少ないので、特に高速な計算時間を実現することができる。

40

## 【0154】

発見された経験的モデルの妥当性に関する後続の評価において、特に各パラメータに対するモデルの依存性が検査されるが、その際、作用方向は、好ましくは、文献から知られた現象と一致して、又は、すでに実施された最適化からの経験と一致していなければならない。妥当性評価の結果、モデル出力が、1以上のモデル入力を変更した際に、文献から知られているようには変化しない、又は、経験と一致しては変化しない場合、ここでも好ましくは、経験的モデルの入力又は定式化自体が変化する。

## 【0155】

最終的に、申し分のないモデルの質が得られる場合、用いられるモデル入力を、既知のパラメータから直接決定することが可能であるか、又は、モデル入力を決定するために、

50

上流に配置されたさらなる下位モデルを用いなければならないかが検査される。これは、物理的であっても良いし、又は、包括的に経験的であっても良い。

【0156】

本発明に係る包括的な半物理的燃焼モデルの作成は、燃焼モデルが、例えば内燃機関の構成に依存するか、又は、内燃機関の制御によって予め設定されるパラメータといった、その値が知られているか、又は、所与のものであるモデル入力のみを有する場合に、終了する。それによって、作成は終了する。

【0157】

最適化されるべきエンジンに関する燃焼モデルのパラメータ化

最適化されるべきエンジンにおける設定パラメータに関する出力値として、好ましくは、各エンジン1、2、3のモデル作成の際に用いられた設定パラメータの算術平均が用いられる。

【0158】

設定パラメータを、最適化されるべき機械にさらに適応させるためには、様々な測定量から構成される、少なくとも1つの測定点が必要である。その際、モデル入力として設定パラメータを有する各経験的モデルに関して、算出された値と測定された値との間で、比較が行われ、当該設定パラメータは、測定と算定との間の差が最小になるように適応せられる。それに対して、係数 $\times_1$ 、 $\times_2$ 、 $\times_1$ 、 $\times_2$ を再度決定することは不要である。

【0159】

以下に、ディーゼルエンジンの最適化方法の図示された実施例に関して、ディーゼルエンジンにおける燃焼プロセスを説明するのに特に適していることが明らかになっている9つの異なる経験的モデルを、その入力パラメータと共に記載する。これらの経験的モデルは、すなわち、ポリトロプ指数に関する経験的モデル、点火遅れに関する経験的モデル、燃焼重心に関する経験的モデル、シリンダ壁面を通じた出力損失又は壁面熱流に関する経験的モデル、高圧カーブの図示平均圧力に関する経験的モデル、摩擦損失に関する経験的モデル、シリンダピーク圧力に関する経験的モデル、窒素酸化物エミッションに関する経験的モデル、及び、ススエミッションに関する経験的モデルである。

【0160】

ポリトロプ指数

噴射開始の際のシリンダ内における熱力学的状態と、従ってポリトロプ指数とは、燃焼の点火遅れ、温度レベル及びピーク圧力に影響を及ぼす。従って、噴射開始の際の温度及び圧力の算出は、必要不可欠である。これらは決定的に、圧縮の間の熱伝達、圧縮比、圧縮開始の際の圧力及び温度と、従って、吸気マニホールド内の状態と、に依存する。吸気弁の閉鎖の際の正確な温度を算出することは実現困難である。なぜなら、測定されたシリンダ圧力における小さな差異はすでに、温度の大きな誤差を意味するからである。しかしながら、インデックス化は、高いシリンダ圧力の測定に関してキャリブレーションされており、それによって、低いシリンダ圧力の測定に際する測定の質は低下する。従って、噴射開始の際の圧力は、吸気弁閉鎖の際の圧力を通じてではなく、吸気マニホールド内の圧力から直接算出される。弁を通過して流入する際の効果は、すでに言及したように、圧縮設定パラメータを通じて考慮される。

【0161】

計算時間に関する要求ゆえに、管内及び圧縮の間の壁面熱損失の算出に、クランクシャフトの角度分解を用いたアプローチを適用することは不可能である。内燃機関の圧縮は、ポリトロピックな状態変化であり、この理由から、噴射開始の際の圧力の算出のために、ポリトロピックな関係のポリトロプ指数に関する経験的モデルが作成される。ポリトロプ指数がより大きくなると、圧縮の最後における圧力が高くなる。

【0162】

可能な限り物理的に表現するためには、一定のポリトロプ指数という仮定は不適切である。なぜなら、上死点前のクランク角 $10^\circ$ の温度と、上死点後のクランク角 $10^\circ$ の温度とが同じであり得るからである。実際には、温度も圧力も、上死点後では、壁面熱損

10

20

30

40

50

失が大きくなることによって低下するが、これは、モデル化を通じて考慮される。

【 0 1 6 3 】

ポリトロープ指数に関する好ましい経験的モデルのための入力パラメータの選択は、好ましくは以下のように行われる。圧縮の間の熱伝達は、噴射開始の際のチャージ状態と、従ってポリトロープ指数とに影響を与える。熱流は、以下の関係式で表すことができる：

【 0 1 6 4 】

【 数 1 5 】

$$\dot{Q} = \alpha * A * \Delta T * \Delta t$$

10

ここで、

$$\dot{Q}[W]$$

熱流

$$\alpha \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

熱伝達係数

$$A[m^2]$$

表面

20

$$\Delta T[K]$$

温度差

$$\Delta t[s]$$

時間ステップ

【 0 1 6 5 】

$\Delta t \rightarrow 0$  の場合、熱量は同様に、ほぼゼロになることが明らかである。従って、回転数が増加する場合、熱伝達は減少し、従って、ポリトロープ指数は大きくならなければならない。回転数が一定の場合、噴射時期は同様に、すでに言及したように、熱伝達のために利用可能な時間  $\Delta t$  に影響を与える。この理由から、ポリトロープ指数は、非常に早い噴射開始の際にも増大する。これらの考察から、ポリトロープ指数に関するモデルのための、2つの第1の好ましいパラメータ、すなわち回転数及び噴射開始が生じている。

30

【 0 1 6 6 】

さらに、圧縮によって、燃焼室壁の表面温度よりも高いガス温度が生じる。この理由から、吸気マニホールド温度が上昇することで温度差が大きくなることによって、壁面熱損失は増大し、結果として、ポリトロープ指数が減少する。従って、吸気マニホールド温度も入力変数として定義することが好ましい。

【 0 1 6 7 】

表面温度レベルは、一方では、式 ( I ) で算出される質量に関連する放出された熱量を通じて、好ましくはさらなる入力変数として考慮される。他方では、表面温度レベルは、経験的モデルに導入されるポリトロープ指数設定パラメータを通じて考慮される。

40

【 0 1 6 8 】

当該設定パラメータは、ポリトロープ指数に関する経験的モデルに直接組み込まれており、圧縮の際の様々な壁面熱損失、及び、管内での流動損失、及び / 又は、ブローバイ効果を表現している。噴射開始の際の熱力学的状態は、さらに、吸気終了以降の有効圧縮比ではなく、下死点から開始する圧縮で算出される。このエラーは、同じく、ポリトロープ指数設定パラメータで補償される。

【 0 1 6 9 】

点火遅れ

50

点火遅れは、混合処理のために利用できる時間によって、燃焼の進行に影響を与える。従って、予混合燃焼の割合と、燃焼の重心までの燃焼時間とは、点火遅れに決定的に依存する。点火遅れは、高負荷の場合に、短く、ある程度軽く見積もられるが、部分負荷領域においては、より重くなる。平均値モデルでは直接算出し得ない点火失敗の予測に関しては、算出された点火遅れが、同じく有意義である。算出された点火遅れが、約3ミリ秒の限界を超える場合、導入された量の燃料が、もはや完全には燃焼していないと仮定することができる。

#### 【0170】

点火遅れは、好ましくは、噴射開始と燃焼開始との間の時間差として定義される。ここで作成される点火遅れモデルは、点火遅れを、クランク角度で出力する。時間差との相関を形成するために、及び、燃焼室における噴射開始の際の乱流に関する基準として、回転数は、好ましくは点火遅れに関する経験的モデルへの入力パラメータである。

10

#### 【0171】

点火遅れに対する重要な影響パラメータは、燃料の噴射の間にシリンダ内で支配的なガス温度である。当該ガス温度が高いほど、燃料は速く気化し、自己着火が生じ得る。従って、シリンダ内のガス温度は、好ましくは同様に入力パラメータである。

#### 【0172】

混合処理の質と、従って液滴の大きさとは、同様に点火遅れに影響を及ぼす。液滴直径が小さくなるほど、表面の容積に対する比は大きくなり、それによって、燃料の気化と、従って自己着火とは加速する。従って、液滴直径も、好ましくは入力パラメータである。

20

#### 【0173】

排ガス再循環によって低下したシリンダ内の酸素濃度は、燃焼開始を遅らせる。しかしながら、現実には、EGR率が上昇する際に、点火遅れの短縮が観察できる。その理由としては、排ガス再循環率の上昇は、大抵の場合、温度レベルの上昇と結びついており、その影響は、場合によって、酸素濃度の減少の影響よりも大きいということが考えられる。従って、酸素濃度も、好ましくは入力パラメータである。

#### 【0174】

さらなる影響要因は、燃料噴射開始の際におけるシリンダ内の状態の時間的变化である。上死点前での噴射の際、上死点までの点火条件が改善される一方で、上死点後の噴射の際の点火条件は、クランク角度が進むと共に悪化する。回転数が大きいほど、状態も速く変化する。点火遅れのクランクシャフトの角度分解を用いた算出の際、状態の変化は、各時間ステップを積分することによって考慮される。そのための置換変数として、本発明では好ましくは、入力パラメータである、噴射開始の際のピストン速度が用いられる。

30

#### 【0175】

噴出は、シリンダ内で支配的な状態の他に、噴射ノズルの穴の形状にも依存する。噴射準備の詳細な算出は、マルチゾーンモデル無くしては不可能であるが、マルチゾーンモデルは、計算時間の理由から、実施例に基づく適用には適していない。従って、噴射ノズルを離れる際の噴出の影響は、点火遅れに関する設定パラメータによって調整される。セタン価又は沸騰挙動等の燃料特性も、噴射過程の側面における差異とまさに同じように、好ましくは点火遅れ設定パラメータを通じて考慮され得る。

40

#### 【0176】

##### 燃焼重心

燃焼重心は、内燃機関の開発の際に、燃焼を特徴付けるために頻繁に用いられる特性である。燃焼モデルの実践における利用可能性を保証するために、好ましくは、燃焼重心を決定した方が良い。さらに、燃焼重心は中間結果であり、この中間結果の上に、燃焼モデルの別の部分が好ましくは構築される。

#### 【0177】

燃焼の第1の段階は、一般的に、過給圧力の影響をほとんど受けない。これは、空気比は、燃焼重心の位置にわずかな影響のみを及ぼすということを含んでいる。しかしながら、これは、空気比が影響を有している燃焼時間全体に当てはまるものではない。空気比

50

が大きくなると、結果として、燃焼時間全体が短くなる。燃焼の経過に従って、好ましくは、燃焼重心が直接算出されるのではなく、燃焼開始から燃焼重心までの燃焼時間が算出される。これは、ここでは、点火遅れと同じく、クランク角度において算出される。従って、エンジン回転数は、好ましくは第1の入力パラメータであり、チャージサイクルによって生成された乱流に関する基準である。

#### 【0178】

拡散燃焼時間に対して、最大の影響の内の1つを及ぼすのは、噴射時間そのものである。なぜなら、拡散燃焼速度は、高速の化学反応速度ではなく、混合処理プロセスに依存するからであり、従って、好ましくは第2の入力パラメータである。噴射にとって、拡散燃焼速度は重要な変数であるが、ガス組成は背後に退いている。

10

#### 【0179】

予混合燃焼の場合、燃焼速度は、拡散燃焼とは異なり、噴霧の混合プロセスにではなく、純粋に化学反応速度に依存する。燃焼速度は再び、シリンダ内の熱力学的状態及びガス組成の関数である。特に、主に予混合された部分負荷の燃焼の場合、噴射時間はあまり重要ではなく、ガス組成がより重要になる。従って、予混合燃焼の割合と、燃焼が完了するまでの時間とは、点火遅れに依存しており、それゆえ、好ましくは、点火遅れは入力パラメータの1つである。

#### 【0180】

混合処理プロセスは大部分、噴射によって導入されたエネルギーと、液滴の大きさによって決定される。この理由から、ノズルからの燃料の排出速度は、好ましくはさらなる入力パラメータとして用いられる。噴射時間が一定の場合、排出速度が上昇すると、燃焼が速くなる。

20

#### 【0181】

EGR率と、それに伴う酸素濃度とは、同様に、燃焼が完了するまでの時間に影響を与える。排ガス再循環によって、酸素の利用可能性は低くなり、燃焼の進行はより遅くなる。従って、酸素濃度も、好ましくは入力パラメータである。

#### 【0182】

燃焼が完了するまでの時間は、シリンダ内のガスの状態（例えばEGR率）の他に、燃焼室の形状、及び、燃焼室と噴射流との相互作用にも依存する。様々な燃焼室とノズルとの組み合わせは、その燃焼が完了するまでの速度において異なっており、それによって、内燃機関のエミッション及び効率に影響が与えられる（例えば、噴射流とピストンリセスとの相互作用等）。この影響は、噴射プロセス又は噴射円錐角における差異とまさに同じように、好ましくは燃焼重心設定パラメータで描写される。なぜなら、ゼロ次元モデルにおける相互作用は算出できないからである。当該パラメータは、好ましくはモデルに直接組み込まれ、それによって、動作点に応じた様々な作用が正確に再現される。

30

#### 【0183】

燃焼の後噴射の結果、燃焼重心は遅い方向にシフトする。このシフトは、主噴射に関する測定された燃焼重心と算出された燃焼重心との間の差を通じて算定され、後にモデル化される。燃焼重心のシフトに関するモデルへの入力パラメータは、好ましくは、主燃焼の第1の部分の燃焼時間、回転数、及び、後噴射の固有の燃料量である。

40

#### 【0184】

##### 壁面熱流

燃焼室の壁を通して放出される熱量、すなわちシリンダ壁面を通じた出力損失又は壁面熱流の算出は、例えば後続のモデルにおいて、高圧カーブの図示平均圧力を算出可能にするために必要である。モデル出力は、好ましくは、行程容積L当たりのkWで表された、固有又は規格化された熱量である。

#### 【0185】

内燃機関の基本原則に対応して、出力、排ガスエンタルピー及び壁面熱流等の放出されたエネルギーの高さは、導入された体積固有の燃料出力に、好ましくは経験的モデルの第1の入力パラメータに依存している。

50

## 【 0 1 8 6 】

表面の容積に対する比は、内燃機関の効率に決定的に責任を有している。大型エンジンは、小型の乗用車用ディーゼルエンジンよりも明らかに高い効率を有している。それに責任を有しているのは、特に、大容量エンジンでは、表面の容積に対する比がより小さいので、熱伝達がより少なくなるということである。従って、乗用車用エンジンの燃焼を、大型商用車用エンジンの燃焼の場合と同じ経験的モデルで算出可能にするためには、好ましくは表面と容積との比が、さらなる入力パラメータである。

## 【 0 1 8 7 】

壁面熱流は、表面及び熱伝達係数の他に、ガスと燃焼室壁との間の温度差に依存する。従って、この平均値燃焼モデルにおいても、温度レベルは決定的な意味を有している。これは、燃焼の位置の他に、質量に関連する熱量にも依存している。シリンダ内のチャージ質量が異なる場合における同じ燃料量は、異なる高さの燃焼温度につながる。そこから、壁面伝熱へのラムダの影響が生じ、このラムダの影響は、好ましくは同様に入力パラメータとして入力される。EGR質量流量及び燃料質量流量が同じ場合に、過剰空気が多くなると、壁面熱損失は小さくなる。数学的な理由から、値が無限となることを回避するためには、ラムダの逆数を用いる方がよい。

10

## 【 0 1 8 8 】

平均燃焼室温度が最大になる時点のシリンダ表面は、同様に壁面熱損失に影響を及ぼす。当該温度は、燃焼重心の直後に最大となる。この位置は知られているので、壁面熱損失への表面の影響を算出するために、燃焼重心(MFB50%)におけるシリンダの表面が、好ましくは入力パラメータとして用いられる。

20

## 【 0 1 8 9 】

ラムダが同じままで、EGR率が上昇することは、チャージ質量の増大と結びついている。この増大と、物質特性の変化とは、壁面熱流を変化させる。従って、EGR率も、好ましくは入力パラメータである。

## 【 0 1 9 0 】

燃焼の位置が早まることによって、ピーク温度が上昇するが、これは温度差の増大と結びついている。噴射時期が早まると、燃焼室壁を経由した放熱に要する時間も長くなる。この理由から、噴射開始が早まることは、壁面熱損失の上昇という結果をもたらす。従って、燃焼開始も、好ましくは入力パラメータである。

30

## 【 0 1 9 1 】

噴射開始の際における温度の上昇は、それ以外の境界条件が同じである場合、燃焼している間の温度レベルの上昇と結びついており、それによってふたたび、壁面熱損失の増大をもたらされる。従って、噴射開始の際の温度も、好ましくは入力パラメータである。

## 【 0 1 9 2 】

後噴射の壁面熱損失を、測定結果から直接求めることは不可能である。しかしながら、主噴射の壁面熱損失は、すでに記載したモデルで算出可能である。主噴射から算出された壁面熱流と、後噴射を伴う測定データから決定された壁面熱流との間の差は、後噴射が原因の壁面熱損失を生じさせる。測定された、導入された燃料エネルギーの、極めてわずかな部分のみが、シリンダ壁面を通じて失われる。以下の入力パラメータは、好ましくは、後噴射の壁面熱損失に関する経験的モデルにおいて用いられる：後噴射の体積固有の燃料出力及び後噴射の噴射開始。

40

## 【 0 1 9 3 】

化学的に結合した燃料エネルギーを高圧カーブの出力に変換することは、チャージサイクル作業及びエンジン摩擦と共に、有効エンジン出力に責任を有している。チャージサイクル作業は、チャージサイクルモデルを通じて算出され、従って、所与のものとみなされ得る。当該チャージサイクルモデルについては、ここでは詳細には立ち入らない。エンジン摩擦に関しては、固有の経験的モデルが存在する。

## 【 0 1 9 4 】

高圧カーブの図示出力

50

高圧カーブの図示出力の好ましいモデルを記載するためには、熱力学の第1の主定理から出発することができる：

【0195】

【数16】

$$-p \frac{dV}{d\phi} + \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} + h_E \frac{dm_E}{d\phi} - h_A \frac{dm_A}{d\phi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi}$$

ここで、

$$V[m^3]$$

体積

$$\frac{dQ_B}{d\phi} \left[ \frac{J}{^\circ KW} \right]$$

変換された燃料エネルギー

$$\frac{dQ_W}{d\phi} \left[ \frac{J}{^\circ KW} \right]$$

壁面熱損失

$$h_{E,A} \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

吸気及び排気の固有エンタルピー

$$\frac{dm_{E,A}}{d\phi} \left[ \frac{kg}{^\circ KW} \right]$$

吸気及び排気の質量流量

$$\frac{dm_{Leck}}{d\phi} \left[ \frac{kg}{^\circ KW} \right]$$

漏れの質量流量

$$U[J]$$

内部エネルギー

【0196】

それによると、サイクルの体積変更作業に関して、漏れと吸気によって供給されたエネルギーとを考慮せず、以下の関係が生じる。

【0197】

【数17】

$$p \frac{dV}{d\phi} = \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} - h_A \frac{dm_A}{d\phi}$$

【0198】

ここから、高圧カーブの図示出力に関するモデルのための入力パラメータが生じる。燃焼室に導入される燃料エネルギーは、内燃機関の放出される利用可能な出力に対して主に責任を有している。導入される燃料エネルギーは、すなわち、図示出力に対して最大の影

10

20

30

40

50

響を与える。従って、噴射開始の際の体積固有の燃料出力は、好ましくは入力パラメータである。

【0199】

さらに、上記の方程式からは、壁面熱損失が減少すると、結果として、利用可能な導入された燃料エネルギーの割合が増大することが明らかである。従って、噴射開始の際の体積固有の壁面熱流は、好ましくは入力パラメータである。

【0200】

これら2つのモデル入力変数の他に、燃焼の位置及び継続時間も、体積固有の図示出力に影響を与える。燃焼開始が遅れ、変換が長く続くほど、排ガスを通じて放出される固有エンタルピーは高くなる。その結果、図示出力が減少する。そこから、体積固有の高圧出力を算定するためのモデルへの、2つの最後の入力変数が生じる。すなわち、燃焼開始と、燃焼重心までの燃焼時間と、である。

10

【0201】

図示出力において同様に観察されることには、後噴射は、その、温度又は炭化水素エミッションの上昇に用いられる部分的に遅れた位置によって、主噴射の場合と同じ効率では燃焼し得ない。この理由から、後噴射の図示出力を明確にモデル化することが重要である。当該モデルは、その複雑性において、主噴射のモデルほどには重要でないが、主な影響は考慮される。

【0202】

後噴射の図示出力の決定は、同様に、測定された図示高圧出力と、主噴射に関して算出された図示高圧出力との差を求めることを通じて行われる。好ましくは、以下の入力パラメータが、後噴射の熱流モデルと同様に用いられる：後噴射の体積固有の燃料出力及び後噴射の噴射開始。

20

【0203】

後噴射が引き起こす図示出力に大きな影響を与えるのは、導入された燃焼中の燃料であり、ここでは自明のことながら、燃焼していない分の燃料を差し引く必要がある。その熱力学的効率がどの程度高いかは、大部分、上死点に対するその位置に依存する。噴射開始の遅れは、主噴射と同様に、出力の低下を示している。

【0204】

エンジン摩擦

30

エンジン摩擦は、燃焼プロセスに直接属してはいないが、放出されたエンジン出力を算出するためには必要である。エンジン摩擦は、動作状態に大きく依存する。回転数の他に、負荷及び負荷に直接依存するガスパワーも、エンジン摩擦に影響を与える。

【0205】

摩擦モデルは、好ましくは2つのみの入力パラメータを有している。乗用車のエンジンと商用車のエンジンとでは、回転数が異なるので、回転数は、摩擦モデルへの入力としては適していない。従って、摩擦の算出に関しては、好ましくは、エンジンの型とは無関係に比較可能である平均ピストン速度が、入力パラメータとして用いられる。

【0206】

負荷依存性としては、好ましくはシリンダピーク圧力が入力パラメータとして用いられる。なぜなら、シリンダピーク圧力は、最大のガスパワーと直接関連しているからである。

40

【0207】

エンジン摩擦は、かなりの程度、構造的な変数に依存するので、主軸受、オイルポンプ、ウォーターポンプ、燃料ポンプ、又は、ピストン/リングのセットの数及び寸法は、一般的に出力損失に大きな影響を与える。これは好ましくは、出力損失に関する設定パラメータを通じて考慮される。

【0208】

シリンダピーク圧力

ディーゼルエンジンの機械的ストレスに関しては、シリンダピーク圧力が大きな意味を

50

有している。この理由から、シリンダピーク圧力に関しても、好ましくは経験的モデルが作成される。

【0209】

圧縮比が所与であり、燃料量が同じであり、噴射時期が同じである場合、過給圧力は、燃焼している間の圧力レベルに対して、決定的な責任を有している。しかしまた、圧縮比における差異を描写可能にするために、好ましくは、主噴射の噴射開始の際の圧力が、シリンダピーク圧力の算出のための入力パラメータとして用いられる。燃焼による圧力の上昇は、燃焼の位置と、供給される燃料量との影響を受ける。燃料量が一定である場合、燃焼の開始と燃焼が完了するまでの時間とが、圧力の過剰上昇を決定する。周知のように、燃焼が早まること、又は、燃焼速度が速いことによって、燃焼ピーク圧力が増大する。従って、燃焼開始及び燃焼が完了するまでの時間も、好ましくは入力パラメータである。

10

【0210】

燃料質量の変化は、その他の境界条件が同じ場合、シリンダピーク圧力にほぼ線形性の影響を及ぼす。自明のことながら、導入される燃料エネルギーが増加することによって、温度レベルと、それに伴ってピーク圧力が増大する。従って、固有の燃料質量も、好ましくは入力パラメータである。

【0211】

窒素酸化物エミッション

ディーゼルエンジンにおいて、窒素酸化物エミッション及びススエミッションは、最も不快な有害物質の構成要素である。これらのエミッションを削減することは、将来の立法を達成するために、最大の意義を有している。従って、窒素酸化物エミッションの予測は、燃焼シミュレーションを成功裏に適用するために重要である。窒素酸化物エミッションは、最適化方法において、好ましくは燃料別に算出される。これは、モデル化の可能性が高いということの他に、燃料を噴射しなければエミッションも生じ得ないという利点も有している。

20

【0212】

排ガス再循環を導入して以来、窒素酸化物エミッションは著しく削減された。なぜなら、それによって、噴射開始を遅らせずとも、低い窒素酸化物エミッションを達成することができたからである。窒素酸化物エミッションが減少した理由は、不活性ガスの割合の増加、及び、そこから帰結する充填物の比熱容量の増大による、火炎温度の低下である。その際、排ガス再循環の $\text{NO}_x$ を削減する可能性は、その率だけではなく、それによって削減されるシリンダ充填物の酸素濃度にも依存する。これもまた、EGR質量及びそのラムダに依存しており、ラムダは、定常運転において、燃焼の空気比に一致する。空気湿度の影響は、酸素濃度の減少を通じて近似的に考慮され、その際、空気湿度による酸素濃度の減少は、EGRによる酸素濃度の減少と同じく評価される。そこから、窒素酸化物モデルへの第1の入力パラメータが、好ましくは燃焼開始の際の酸素濃度として生じる。

30

【0213】

位置及び燃焼時間も、 $\text{NO}_x$ の生成に関する主要影響要因である温度に影響を与える。燃焼の開始が早いほど、結果として生じる燃焼温度は高くなる。従って、燃焼が早まることは、窒素酸化物エミッションの増大につながる。それゆえ、さらなる入力パラメータは、好ましくは主噴射の燃焼開始である。

40

【0214】

回転数が同じ場合、燃焼の等容度が高くなり、定容燃焼に近づくことは、同様に、温度の上昇につながる。なぜなら、同じ量の燃料が、より短い時間で変換されるからである。実際にはこれは、例えば噴射圧力を上昇させ、それに伴って燃焼時間を短縮することによって生じる。従って、さらなる入力パラメータは、好ましくは燃焼開始から燃焼重心までの燃焼時間である。

【0215】

$\text{NO}_x$ の生成は、サイクルの間、平衡には達しない。より高温での燃焼がより長くなると、より多くの $\text{NO}_x$ が生成される。回転数が多いほど、燃焼室内のガスは速く冷却され

50

、 $\text{NO}_x$ エミッションは減少する。この理由から、回転数は、好ましくは経験的 $\text{NO}_x$ モデルへの入力である。

【0216】

噴射される燃料質量と空気質量との間の比、すなわち空気比ラムダは、同様に、窒素酸化物エミッションへの影響を有している。ラムダの上昇は、酸素の利用可能性が改善することを通じて、窒素酸化物生成の前提条件である、酸素の解離を促進する。それによって、 $\text{NO}_x$ の生成率も上昇する。それに反しているのは、過剰空気が多い場合の、燃焼に対する冷却効果である。燃料量が極めて少ない場合、割合が大きい空気質量は、燃焼を冷却するように作用し、窒素酸化物エミッションは少なくなる。この理由から、例えば前噴射プロセスの場合のように、最小量の場合の窒素酸化物エミッションも非常に少ない。小さいラムダから出発して、 $\text{NO}_x$ エミッションは、動作点に応じて、1.6から2.2の間の空気比まで増大する。この空気比以降、利用可能な酸素の効果は意味を失い、過剰空気の冷却効果が優勢になり、窒素酸化物エミッションが減少する。ここでも、モデル化の理由から、ラムダではなくその逆数が、好ましくは入力パラメータとして用いられる。

10

【0217】

燃焼の温度レベルへのさらなる影響は、噴射開始の際の温度が有している。知られているように、吸気マニホールド温度も圧縮比も、窒素酸化物エミッションへの影響を有している。この理由から、モデルへの入力として、好ましくは、主噴射の噴射開始の際の前もって算出された温度が用いられる。それによって、吸気マニホールド温度の変化の影響だけではなく、圧縮比が窒素酸化物エミッションに与える影響も描出される。さらに、それによって、ミラー又はアトキンソンに従うプロセスと、それに伴う $\text{NO}_x$ エミッションの削減とが描出可能である。

20

【0218】

ススエミッション

経験的ススモデルへの3つの好ましい入力パラメータについて、さらに記載する。実際にシリンダから放出されるススの質量は、一方ではススの発生率に、他方ではススの酸化率に依存する。その際、酸化は、燃焼の最後になって開始するのではなく、ススが形成されている間にすでに生じていることが考慮される。

【0219】

低いスス発生率にとっても、ススの酸化にとっても、酸素は必要である。空気比が小さい場合、より多くのススが形成され、ススの酸化は、酸素濃度が低いゆえに、わずかな規模でのみ可能である。この理由から、新鮮空気の質量又はラムダ値は、好ましくは、ススの形成及び酸化に関する入力パラメータである。

30

【0220】

低い酸素濃度及び温度の低下による、ススの酸化に関する条件の悪化は、大抵の場合、EGR率と共にススエミッションを増大させるので、ススエミッションは、好ましくはさらなる入力パラメータである。

【0221】

ススの形成は、混合処理の他に、当然のことながら、燃焼の温度レベルにも依存している。温度が高いほど、多くのススが形成される。しかしながら、酸化のためには、少なくとも1300Kの温度が必要である。従って、ススの形成と酸化とは矛盾している。噴射圧力の上昇は、混合処理の改善につながるが、温度が上昇し、燃料噴射が速まるので、ススの発生率の上昇にもつながる。これはしかし、酸化の改善につながる高い温度レベル及び高い乱流レベルによって、過度に補償され、実際のススエミッションは低下する。従って、噴射圧力も、好ましくはススエミッションに関する経験的モデルのための入力パラメータである。

40

【0222】

図7から図9は、先行技術に係る、個々のエンジン（エンジン1）に関する燃焼モデルが、どのように算定されるかを示している。

【0223】

50

図 7 に示されているように、当該エンジンに関する、固定された、所与の環境条件（圧力、温度）下であり得る動作領域が測定される。エンジンの動作領域の特徴を示すパラメータ  $x$  及び  $y$  は、例えば過給圧力及び空気質量である。特定のエンジンの測定に際しては、物理的な制約（例えばエンジン部材の圧力限界及び温度限界）ゆえに、固定された、ある動作領域のみがカバーされ得る。

#### 【 0 2 2 4 】

定点測定の測定データを用いて、燃焼モデルが作成可能であり、当該燃焼モデルは、測定された領域内部において、優れた予測の質を有している。当該領域の外側では、モデルが外挿されるが、これは、図において 2 つの矢印で示されている。外挿における予測の質は、著しく低下する。エンジンが定常的ではなく過渡的に運転される場合、又は、それによって環境条件が変化する場合、同じエンジンにおいて、モデルの外挿が必要である。

10

#### 【 0 2 2 5 】

燃焼モデルの作成に関しては、例えばすでに式 ( I ) で示したような多項式モデルが考慮の対象となる。その際、係数  $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_1$ 、 $x_2$  は、測定された動作点で決定されたパラメータ値と、燃焼モデルを用いて決定されたパラメータ値との間に、可能な限り良好な一致が生じるように選択される。

#### 【 0 2 2 6 】

このような燃焼モデルの質を評価するための、対応するパリティが、図 8 に示されている。この場合、決定係数  $R^2$  は 0.888 である。図 9 は、図 8 のパリティ図に相当する描写を行っている。その際、図 8 の測定点からのデータ群は、斜線が引かれた面で示されている。

20

#### 【 0 2 2 7 】

図 7 から図 9 に従って開発された燃焼モデルは、モデルの作成のために用いられた内燃機関に関してのみ有効である。別の未知のエンジンを、同様に燃焼モデルで描出する場合、そのためには通常、当該エンジンの動作領域の再度の測定と、多項式モデルの係数の、例えば曲線あてはめによる再度の決定とが行われなければならない。

#### 【 0 2 2 8 】

図 10 から図 12 は、エンジンの種類全体に関する、本発明に係る包括的な内燃機関モデルがどのように開発され得るかを例示している。

#### 【 0 2 2 9 】

30

図 10 が示すように、包括的な燃焼モデルの作成のために、1 つの種類の、特に 1 つの燃焼の種類及び特定の行程容積領域の、複数の異なるエンジンが用いられる。図示した例では、エンジン 1、エンジン 2、エンジン 3 の 3 つのエンジンである。例えば、エンジン 1 は 4 つのシリンダを有しており、エンジン 2 は 3 つのシリンダを、エンジン 3 は 5 つのシリンダを有している。付加的に、必要に応じて、各エンジンのシリンダの行程容積も異なっている。

#### 【 0 2 3 0 】

これらエンジンのそれぞれに関して、その動作領域それぞれの部分が測定される。各エンジン 1、2、3 の測定された動作領域が部分的にのみ重なっているが、それぞれ付加的に、異なる動作点もカバーしていると理想的である。この測定に基づいて、この種類のエンジンに有効な燃焼モデルを作成するべきである。図 10 に示すように、様々なエンジンの測定は、比較的広い動作領域をカバーしている。それによって、矢印が示すように、モデルが外挿されなければならない動作領域が縮小する。

40

#### 【 0 2 3 1 】

経験的モデルの作成のためには、唯一のエンジンの測定データだけではなく、3 つ全てのエンジン 1、2、3 の測定データが用いられる。これは、多項式のモデル数式の利用に際して、多項式の係数が、3 つ全てのエンジンの測定データを用いて決定されるということの意味している。

#### 【 0 2 3 2 】

このようにして発見された経験的モデルの質は、各エンジンの測定データに関連して、

50

図 1 1 に示されている。開発された経験的モデルは、3 つ全てのエンジンをカバーしているので、エンジンそれぞれに関するモデルの質は、各エンジン 1、2、3 に関する測定の各データ群（斜線が引かれた面）の位置及び広がりによってもたらされるように、異なっている。全体として、この場合、決定係数は 0.75 である。

【0233】

好ましくは複数の物理的モデルと経験的モデルとから成る、本発明に係る燃焼モデルに関して、当該経験的モデルのいくつかは、図 1 1 から明らかであるように、比較的低い質のみが得られる。その原因は特に、経験的モデルの包括的なモデル作成に際して、例えば噴射流とピストンリセスとの間のエンジン固有の相互作用等の物理的効果、又は、ノズル穴形状に応じた噴射挙動も、包括的なモデルによっては、十分には考慮され得ないということである。これらの依存関係を付加的な物理的モデルを通じて組み込むことも、通常の場合は不可能である。

10

【0234】

しかしながら、3 つ全てのエンジン 1、2、3 の動作領域に関する経験的モデルの当該実施例では、すでに式 (I I) に関して示された設定パラメータ E P を導入することによって、モデルの質を高めることができる。設定パラメータ E P は、多項式のモデル数式において、固有の係数を得ている。係数を決定するために曲線あてはめを行う際、3 つ全てのエンジン 1、2、3 に関する、設定パラメータ E P に属する係数も、1 つの値に定められ、同時に、各エンジン 1、2、3 の設定パラメータ E P に関する、各エンジンの測定値と経験的モデルとの可能な限り良好な一致を保証する値が決定される。

20

【0235】

設定パラメータを用いたモデル作成の後の、各エンジン 1、2、3 に関するデータ群の測定値と経験的下位モデルとの間の一致は、図 1 2 に示されている。ここではすでに、測定とモデルとの間で、0.97 の決定係数が得られており、これは、モデルの質が非常に高いということを示している。

【0236】

設定パラメータの導入によって、図 1 2 から明らかであるように、パリティ図におけるそれぞれの測定点分布の位置が改善されるだけでなく、2 つの両矢印が示すように（長い方の両矢印が、図 1 1 のエンジン 2 に関する設定パラメータを用いない場合のばらつきに相当する）、パリティ図における測定点のばらつきも、各経験的モデルに関連して減少し得る。

30

【0237】

経験的モデルが、まだ動作領域の測定が存在していないが、エンジン 1、2、3 と同じ種類には属している、新しい未知のエンジン X に関する包括的な燃焼モデルにおいて用いられる場合、経験的モデルそれぞれは、単に、設定パラメータ E P を未知のエンジン X に適応させることによって、適応可能である。

【0238】

ディーゼルエンジンに関する本発明に係る燃焼モデルにおいては、これは特に、ポリトロップ指数、点火遅れ、燃焼重心及び摩擦損失に関する経験的モデルである。

【0239】

設定パラメータ E P の決定は、まず、開発エンジニアの経験値に基づいて行われ得る。しかしながら、設定パラメータ E P を正確に決定するためには、少なくとも 1 つの動作点を、未知のエンジン X において測定しなければならない。この少なくとも 1 つの動作点を、包括的な燃焼モデルを用いて算出された値と調整し、各経験的モデルの設定パラメータ E P が決定され得る。

40

【0240】

設定パラメータ E P が決定されている場合、新しい未知のエンジン X に関して、エンジン固有の燃焼モデルが利用可能であり、当該燃焼モデルによって、図 1 6 及び図 1 7 を用いて示し得るように、現実の運転に対して極めて高い一致が得られる。

【0241】

50

図 1 3 には、点火遅れの経験的モデルに関する、いわゆる相互作用図が例示されている。その際、相互作用図は、点火遅れの経験的モデルへの各入力変数又は入力パラメータの作用方向を表している。このような相互作用図は、特に、妥当性評価の際にモデルの質をノウハウに基づいて評価するために用いられ得る。

【 0 2 4 2 】

図 1 3 に示された例から明らかであるように、この場合、点火遅れと設定パラメータとの間の依存関係は二次関数である。各エンジン 1、2、3、X に関しては、各経験的モデルに関する設定パラメータはしかしながら、一度のみ選択され、各エンジンの動作領域全体にわたって一定であり続ける。

【 0 2 4 3 】

図 1 4 を用いて、多項式モデルにおける一定のオフセット値 C の影響と、本発明に係るエンジン固有の設定パラメータとの間の差異が示される。図 1 4 も、図 1 2 のように、図 1 1 のパリティ図に基づいている。エンジン 1、2、3 の測定点分布の各データ群は、各エンジンに関して一定のオフセット値を導入することによってシフトした。エンジンの各分布の位置が、パリティ図において改善したので、決定係数はわずかに増大したが、依然としてモデルの質は、満足できない範囲にある。特に、多項式のモデル数式へのオフセット値の導入によっては、パリティ図における拡散の減少は得られない。それゆえ、図 1 4 において、エンジン 2 に関するデータ群の分布の幅は、図 1 1 における幅と同じである。

【 0 2 4 4 】

従って、本発明に係る方法に基づいて、ある種類全体の内燃機関のシミュレーションを行うための包括的な燃焼モデルの利用は、オフセット値又は補正係数を単に導入することによっては不可能である。

【 0 2 4 5 】

図 1 5 に示したように、本発明に係る方法の基礎を成す燃焼モデルの作成に際しては、概ね、各下位モデルの互いに対する依存関係が与えられている順序とは逆の順序において、すなわち、図 4 に例示したような、各下位モデル間の情報の流れとは逆の方向において進行する。その際、所望の出力変数を供給するモデルにおいて、モデルの作成が開始し、所望の出力変数が、存在する、又は、所定の入力変数から決定され得るまで、多くのモデルが参考にされる。

【 0 2 4 6 】

ディーゼルエンジンに関するモデル作成の進行について、図 1 5 に示された実施例では、一方において図示高圧出力及び壁面熱損失が、他方において窒素エミッション及びピーク圧力が算出されることになっている。ここから、燃焼重心、点火遅れ及び圧縮又はポリトロプ指数に関するモデル、並びに、通常の場合において制御部から供給される入力変数を用いてシミュレーションを実施するために必要となり得る、さらなる物理的モデルが生じる。

【 0 2 4 7 】

以下において、空気流路及び排ガス後処理モデルと組み合わせて、オフロードエンジンのための過渡試験サイクル (NRTC) における内燃機関の運転を特徴付けるパラメータを算定するための本発明の適用例を、図 1 6 及び図 1 7 を用いて説明する。

【 0 2 4 8 】

熱力学的変数及びエミッションに関して、過渡的なエンジン挙動を知ることは、開発の初期段階でコンセプトを検査可能にするため、又は、最適な運転戦略を定めるためには重要である。図示された例では、様々な負荷プロファイルにおける工業用エンジンのディーゼル微粒子捕集フィルタ (DPF) の再生間隔が、本発明に係る方法を用いて検査され、その後の運転戦略が最適化される。

【 0 2 4 9 】

第 1 のステップでは、本発明に係る方法が、オフロードエンジンに関する法的な過渡試験サイクル (NRTC) を用いて、有効にされた。エンジンモデルは、ソフトウェアの制御機器によって動作し、ソフトウェアの制御機器内には、現実の制御機器の最も重要な機

10

20

30

40

50

能が再現されている。その際、バーチャルな制御機器の制御部は、バーチャルなエンジンの過渡的挙動が現実のエンジンの過渡的挙動に一致するように調整された。このようなモデル適用の種類は、モデルインザループ ( M i L ) と呼ばれている。第 2 のステップでは、試験台における現実の運転における工業用エンジンに対して、N R T C サイクルが行われた。

#### 【 0 2 5 0 】

本発明に係る方法で算定された値 ( B ) の他に、図 1 6 には、回転数、トルク及び空気質量の測定された過渡的推移 ( A ) が規格化されて示されている。加えて、過渡運転におけるタービンの温度、窒素酸化物エミッション及びススエミッションが示されている。本発明に係る方法を用いて算定された推移は、測定された推移と、わずかな差異を除いて一致している。

10

#### 【 0 2 5 1 】

図 1 7 は、過渡エミッション試験のサイクル結果の相対比較を示している。N O x、スス及び燃焼消費に関するサイクル結果の差異は、明らかに 1 0 % より小さいことが認識される。従って、本発明に係る方法は、内燃機関の最適化に非常に適しており、最適化されるべき技術的装置での実験を実際に行う必要はない。

#### 【 0 2 5 2 】

特に、本発明に係る方法及び装置によって、中間段階又は中間ステップにおいて最適化を行うことも可能であり、当該中間段階又は中間ステップでは、試験台における測定は、本発明に係る方法を用いた最適化と共に行われる。このような方法で、作成された経験的モデルが、現実から左程かけ離れないことが保証され得る。好ましくは、当該経験的モデルを、中間ステップにおいて変更し、現実の測定に適應させることも可能である。

20

#### 【 符号の説明 】

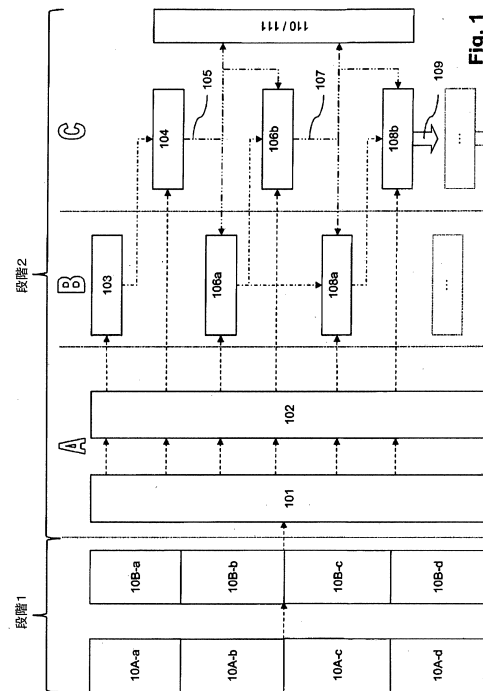
#### 【 0 2 5 3 】

- 1 0 A - a 少なくとも 1 つの第 2 のパラメータの検出ステップ
- 1 0 A - b 少なくとも 1 つの第 3 のパラメータの検出ステップ
- 1 0 A - c 少なくとも 1 つの第 4 のパラメータの検出ステップ
- 1 0 A - d 少なくとも 1 つのさらなるパラメータの検出ステップ
- 1 0 B - a、1 0 B - b 少なくとも 1 つの機械固有の設定パラメータの決定ステップ
- 1 0 B - c、1 0 B - d 少なくとも 1 つの設定パラメータの決定ステップ
- 1 0 1 検出ステップ
- 1 0 2 規格化ステップ
- 1 0 3 第 1 の決定ステップ
- 1 0 4 第 2 の決定ステップ
- 1 0 5 出力ステップ
- 1 0 6 a、1 0 6 b 第 3 の決定ステップ
- 1 0 7 出力ステップ
- 1 0 8 a、1 0 8 b 第 4 の決定ステップ
- 1 0 9 出力ステップ
- 1 1 0、1 1 1 最適化

30

40

【図 1】



【図 2】

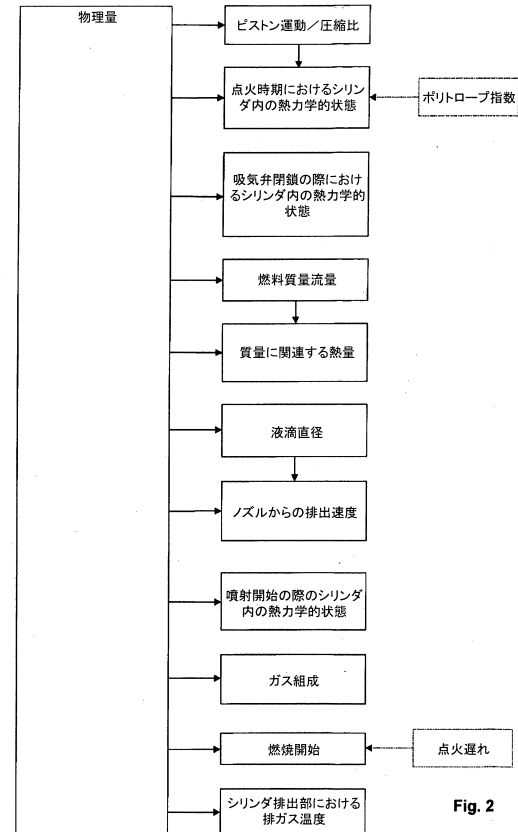


Fig. 2

【図 3】

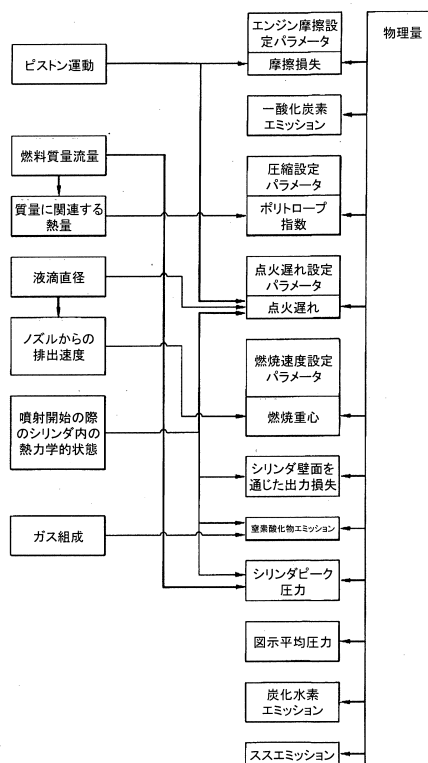


Fig. 3

【図 4】

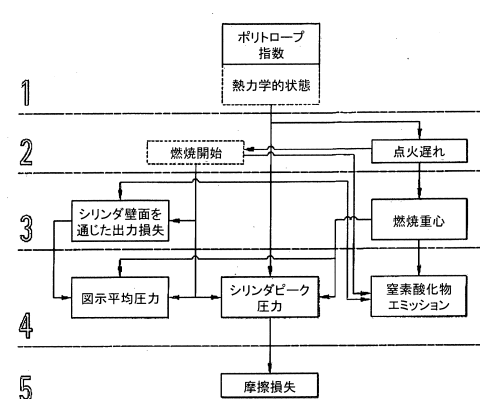


Fig. 4

【図 5】

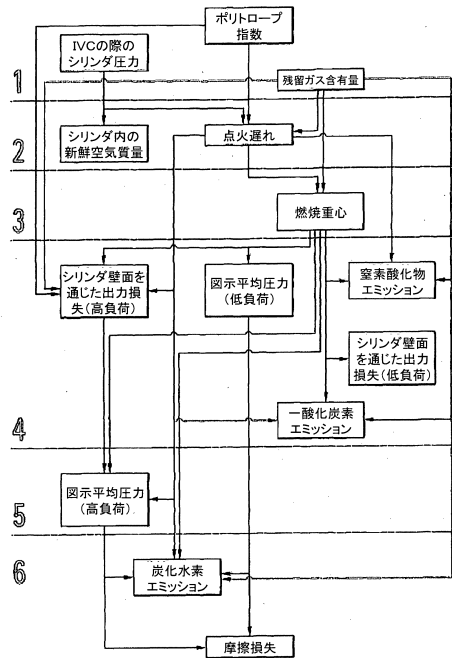


Fig. 5

【図 6】

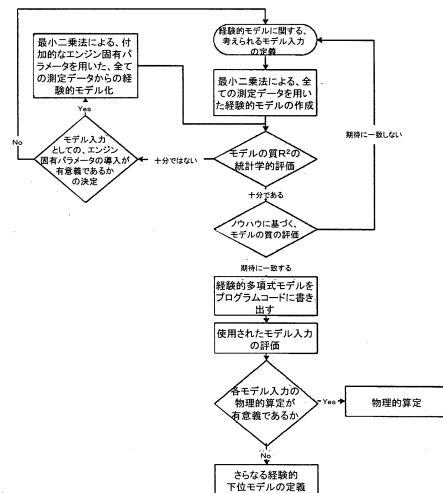


Fig. 6

【図 7】

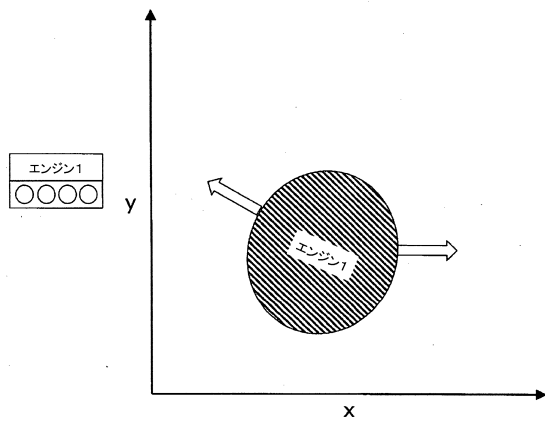


Fig. 7

【図 8】

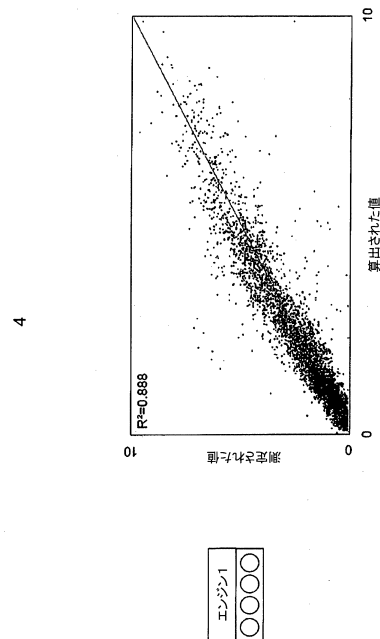
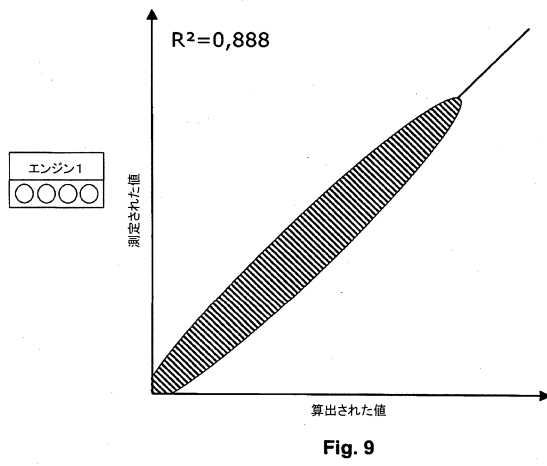
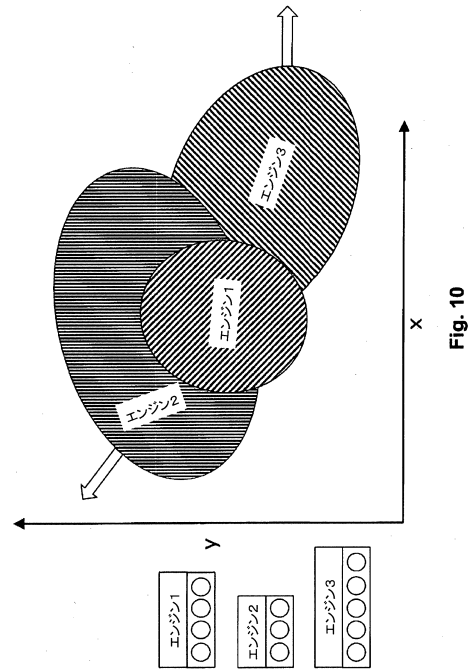


Fig. 8

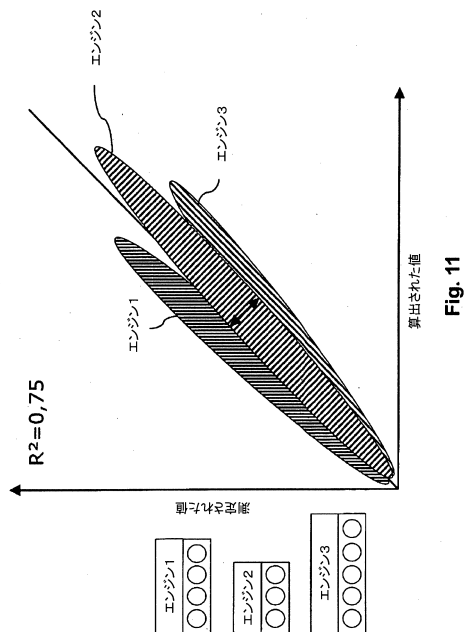
【図 9】



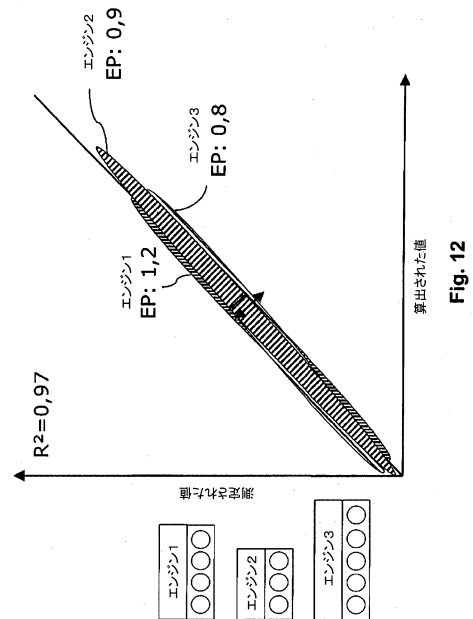
【図 10】



【図 11】



【図 12】



【図 13】

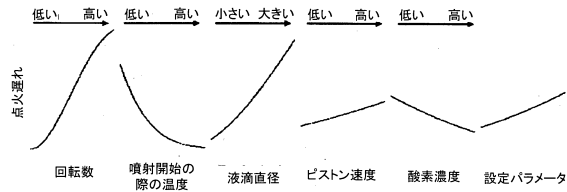


Fig. 13

【図 14】

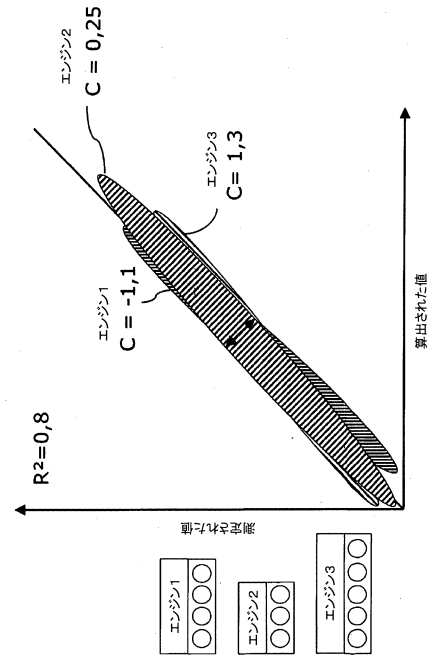


Fig. 14

【図 15】

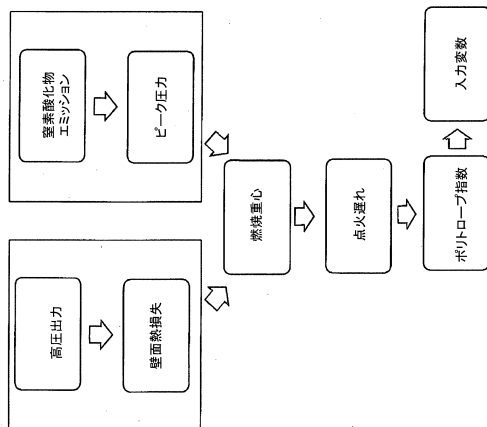


Fig. 15

【図 16】

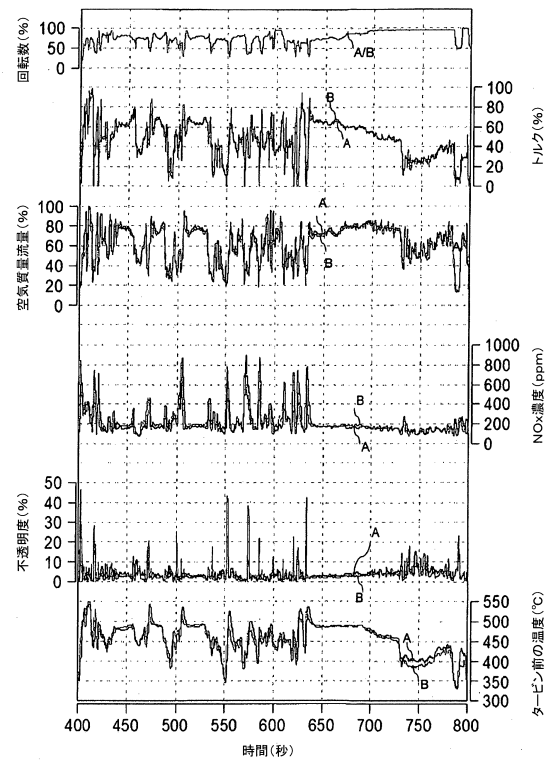


Fig. 16

【図 17】

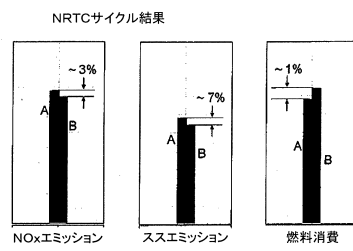


Fig. 17

## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 0 2 D 43/00 3 0 1 B  
G 0 5 B 23/02 F

(72)発明者 クリスティアン・コツリック  
オーストリア・8 0 1 0・グラーツ・ヤーコブ・レテンバッハー - ガッセ・2 0 / 1 8  
(72)発明者 クルト・クルマイアー  
オーストリア・8 0 1 0・グラーツ・リントヴェーク・6  
(72)発明者 インゴ・アルマー  
オーストリア・8 0 4 6・シュタツテック・ホッホグライト・8 2

審査官 平井 功

(56)参考文献 特開2 0 1 1 - 2 1 5 1 8 ( J P , A )  
米国特許出願公開第2 0 1 0 / 0 0 8 3 6 4 0 ( U S , A 1 )  
国際公開第2 0 1 3 / 1 3 1 8 3 6 ( W O , A 2 )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B名)  
F 0 2 D 9 / 0 0 - 2 8 / 0 0  
F 0 2 D 4 1 / 0 0 - 4 5 / 0 0  
F 0 2 P 5 / 1 4 5 - 5 / 1 5 5  
F 0 2 B 1 / 0 0 - 2 3 / 1 0  
F 0 2 B 3 1 / 0 0 - 3 1 / 0 8  
F 0 2 B 4 7 / 0 8 - 4 7 / 1 0  
F 0 2 M 2 6 / 0 0 - 2 6 / 7 4  
F 0 2 M 3 9 / 0 0 - 7 1 / 0 4  
G 0 5 B 2 3 / 0 0 - 2 3 / 0 2